

Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen instationärer Rotor-Stator-Wechselwirkungen auf das Betriebsverhalten einer Spiralgehäusepumpe

**Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte**

DISSERTATION

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Stephan Meschkat
aus Bad Soden

Berichterstatter	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter	Prof. Dr.-Ing. R. Schilling
Tag der Einreichung	28. Juni 2004
Tag der mündlichen Prüfung	2. September 2004

Darmstadt 2004
D 17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der TU Darmstadt

Mein herzlicher Dank gilt Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel für die Betreuung der Arbeit und sein mir gegenüber stetig wohlwollendes persönliches Engagement,

Prof. Dr.-Ing. R. Schilling für das Korreferat der Arbeit und seine mir gegenüber durch Ernstnahme der gelieferten Ergebnisse gezeigte Anerkennung,

Dr.-Ing. G. Ludwig für die stete Unterstützung in allen technischen und organisatorischen Fragen, sowie den beruhigenden Konsens seiner Diskussionsbeiträge,

R. Bachert, M. Gugau und A. Tamm für die hilfreichen technischen und persönlichen Diskussionen und die enge und angenehme Zusammenarbeit und

J. Einzinger für die kooperative Zusammenarbeit.

Ich versichere an Eides statt, dass ich, abgesehen von den genannten Anregungen und Hilfsmitteln, die Arbeit selbständig durchgeführt habe.

Inhalt

1 Einleitung	1
1.1 Theoretischer Hintergrund und Stand der Forschung	3
1.2 Gliederung	6
2 Verwendete Verfahren zur Messung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen.....	7
2.1 Einloch-Zylindersonde	7
2.1.1 Kalibrierung und Messung	8
2.1.2 Bedingte Eignung bei Schräganströmung.....	10
2.1.3 Messung in Strömungen transienter Richtung und Geschwindigkeit	10
2.2 Querangeströmte Eindraht-Hitzdrahtsonde	11
2.2.1 Kalibrierung und Messung	12
2.2.2 Folgen schräger Anströmung.....	13
2.3 Querangeströmte Kreuzdraht-Hitzdrahtsonde	13
2.3.1 Kalibrierung und Messung	13
2.3.2 Einschränkungen bei der Messung transienter Strömungen	14
2.4 Traversierung der Sonden	16
3 Systematische Fehlereinflüsse der verwendeten Sondenmessverfahren.....	18
3.1 Wechselwirkungen zwischen Sonden und Strömung	18
3.2 Zusätzliche Fehlereinflüsse	21
3.2.1 Zylindersonde	21
3.2.2 Hitzdrahtsonden.....	21
4 Versuchsaufbau.....	22
4.1 Messung der Betriebszustände und Umgebungsbedingungen.....	28
4.1.1 Volumenstrommessung	29
4.1.2 Dichte der Luft	30
4.1.3 Drehzahlerfassung.....	31
4.1.4 Spaltvolumenstrommessung.....	31
4.2 Kalibrierung der Messumformer.....	33
5 Auswertung der dynamischen Messdaten	36
5.1 Berechnung laufradwinkelzugeordneter Strömungsgrößenverteilungen.....	36
5.2 Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen	43
5.3 Behandlung des Wandbereichs	45
6 Beschreibung der Messergebnisse.....	47
6.1 Kennlinien	47
6.1.1 Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad	47
6.1.2 Erläuterungen zur Kennlinienberechnung mit Spirale.....	49
6.1.3 Korrektur des Eintrittsdruckes.....	49

6.1.4	Frei ausblasendes Laufrad	51
6.1.5	Kennlinien der Anordnung mit Spirale	53
6.2	Wanddruckverteilungen	56
6.2.1	Spiralumfang und Diffusorbereich.....	58
6.2.2	Radseitenraum	60
6.3	Verteilungen instationärer Strömungsgrößen	63
6.3.1	Laufradeintritt.....	66
6.3.1.1	Zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen.....	70
6.3.1.2	Zeit- und radialgemittelte Verteilungen	72
6.3.2	Spiralgehäuseeintritt	73
6.3.2.1	Geschwindigkeitsverteilungen.....	74
6.3.2.2	Verteilungen der Turbulenzintensität	79
6.3.2.3	Totaldruckverteilungen.....	80
6.3.2.4	Zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen.....	82
6.3.2.5	Zeit- und axialgemittelte Verteilungen.....	85
6.3.3	Strömungszustände im Druckstutzen	87
6.4	Untersuchungen mit reduziertem Spornabstand.....	91
6.4.1	Förderkennlinien	91
6.4.2	Wanddruckmessungen	92
7	Fehlereinflussanalyse	96
8	Analyse transienter Effekte und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten	98
8.1	Transiente Störeinflüsse	98
8.2	Transientes Förderverhalten einer umlaufenden Laufradteilung.....	106
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	117
Anhang	Liste verwendeter Messumformer.....	120
Literatur	121

Verzeichnis der verwendeten Symbole und Abkürzungen

a	Schallgeschwindigkeit
b	Breite Radialdiffusor
c	Geschwindigkeit, ohne Index: Absolutgeschwindigkeit
f	Frequenz
h	lichte Weite Eintrittsquerschnitt
i	Zähler allgemein
\dot{m}	Massenstrom
n	Drehzahl
p	Druck
q	Fördergrad
r	Wert einer Indexverschiebung
t	Länge einer Laufradteilung
u	Umfangsgeschwindigkeit
w	Relativgeschwindigkeit
x	Position entlang einer Laufradteilung
y	Position innerhalb Messquerschnittsbreite/-höhe
A	Fläche
DS	Abkürzung für 'Druckseite' oder für 'Deckscheibe' (in Diagrammen)
I	Anzahl Zeitschritte (Laufradwinkelpositionen)
J	Anzahl Sondendrehwinkelpositionen
K	Anzahl Positionen über Messquerschnittsbreite
L	Anzahl Sondendrehwinkelpositionen
M	Anzahl vorbeilaufender Teilungen
N	Anzahl Umdrehungen, Anzahl allgemein
P	Anzahl Interpolationsstützstellen entlang Spiralumfang
T	Temperatur
TS	Abkürzung für 'Tragscheibe'
\dot{V}	Volumenstrom
Y	spezifische Stutzenarbeit
Z	Schaufelanzahl
α	Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit
β	Strömungswinkel der Relativgeschwindigkeit
γ	Sondendrehwinkel
Δ	Differenz

ε	Spiralposition
ρ	spezifische Dichte
τ	Zeit
ψ	Druckzahl
ζ	Lauftradumfangswinkel
\mathfrak{Z}	Rundung auf ganze Zahl
Σ	Summe
[]	Intervall

Indizes und Subskripte

a	Austritt
dyn	dynamischer Anteil (-Temperatur, -Druck ...)
e	Eintritt
i	Zähler Zeitschrittweite (entspricht Lauftradteilungsschritte)
j	Zähler Sondendrehwinkelpositionen
k	Zähler Position entlang Messquerschnittsbreite
m	Zähler Teilungen, Meridiankomponente, gemittelt
n	Zähler Umdrehungen, allgemeiner Zähler
p	Zähler Interpolationsstützstellen Spiralumfang
st	statischer Anteil (-Temperatur, -Druck ...)
t	Total (-Temperatur, -Druck ...)
u	Umgebung
th	theoretisch
Nenn	Nennpunkt
S	Schaufel
1a	Außendurchmesser Eintrittsquerschnitt

1 Einleitung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Durchführung und die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen der inneren Strömungsverhältnisse einer Spiralgehäusepumpe in Luft. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf Effekten instationärer Rotor-Stator-Wechselwirkungen, deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten durch Vergleiche mit experimentellen Untersuchungen am frei ausblasenden Laufrad (durch Entfernung des Spiralgehäuses) abgeschätzt werden. Die Analyse der Ergebnisse erfolgt dabei überwiegend anhand von Förderkennlinien, während Leistungs- und Wirkungsgradkennlinien, die bezüglich der Anwendung von Pumpen in Anlagen (zwecks Dimensionierung des Antriebs und in Kosten-Nutzenrechnungen) ebenfalls unter dem Begriff 'Betriebsverhalten' einzuordnen sind, nicht behandelt werden. Die Beschreibungen der Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen verstehen sich daher als Ergänzungen zum besseren Verständnis der strömungstechnischen Vorgänge im Inneren der Pumpe und sind nur in zweiter Linie relevant für die Anwendung durch Einbeziehung der gefundenen Erkenntnisse in die Auslegung und Betriebsverhaltensvorhersage von Spiralgehäusepumpen.

Anlass zur Durchführung der Experimente war ein im Rahmen des AiF-Forschungsvorhabens (AiF: Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen) 'Numerischer Prüfstand' im Zeitraum zwischen Juni 2001 und Juni 2004 parallel am Lehrstuhl für Fluidmechanik der Technischen Universität München unter Prof. Dr.-Ing. R.Schilling durchgeführtes Forschungsvorhaben, zu dem das hiesige Fachgebiet die experimentellen Ergebnisse als Validierungsgrundlage für dort entwickelte CFD-Codes (Computational Fluid Dynamics) geliefert hat. Bei den untersuchten Objekten handelt es sich um zwei Pumpen unterschiedlicher spezifischer Drehzahl (Halbaxialpumpe, spez. Drehzahl $n_s=120\text{min}^{-1}$; Radialpumpe mit Spiralgehäuse, spez. Drehzahl $n_s=26\text{min}^{-1}$), an denen Messungen der instationären Strömungsverteilungen mit verschiedenen Sondentypen, mit LDV (Laser Doppler Velocimetrie) und mit PIV (Particle Image Velocimetrie) in Luft durchgeführt wurden. Die vorliegende Arbeit befasst sich ausschließlich mit den Untersuchungen an der Radialpumpe.

Die Messungen an der Radialpumpe wurden mit Zylindersonde, Einfach-Hitzdrahtsonde und Kreuzdrahtsonde durchgeführt. Gegenstand der Untersuchungen waren neben der freien Laufradabströmung ohne Spiralgehäuse zwei Spiralvarianten mit 2.5% und 1% Spornabstand bezogen auf den Laufradaußendurchmesser, wobei für die Variante mit kleinerem Spornabstand ein auf Förderkennlinien und Wanddruckmessungen reduziertes Messprogramm durchgeführt wurde.

Die experimentellen Untersuchungen umfassen folgende Inhalte:

- 1.) Ermittlung der Förderkennlinien (\dot{V} -H-Kennlinien) der Versuchspumpe(n).

- 2.) Messung der Geschwindigkeits- und Turbulenzintensitätsverteilungen in der Zuströmung zum Laufrad. Dabei zielen die Messungen auch auf die Erkennung und Analyse von
 - instationären Strömungseffekten,
 - nicht-rotationssymmetrischen Strömungseigenschaften (Spiralgehäuse-Rückwirkung),
 - Rückströmungen bei Teillast.
- 3.) Messung der Geschwindigkeits-, Druck- und Turbulenzintensitätsverteilungen am Austritt des Laufrads. Dabei wurden bei der Anordnung mit Spiralgehäuse Messungen an zahlreichen Umfangspositionen der Spirale durchgeführt, wobei die Messungen die gleichen Schwerpunkte wie die Messungen in der Laufradzuströmung hatten.
- 4.) Untersuchung der Geschwindigkeitszustände im Druckstutzen der Spirale mit PIV-Messungen und Fadensonde
- 5.) Messungen der Verteilungen des Druckes am Spiral-Außenumfang sowie im Radial-diffusorbereich und im Radseitenraum beider Spiralgehäusevarianten.
- 6.) Ermittlung der Förderkennlinie und der instationären Geschwindigkeits- und Turbulenzintensitätsverteilungen der Zuströmung des frei ausblasenden Laufrads (ohne Spiralgehäuse), sowie Messungen der instationären Geschwindigkeits-, Druck- und Turbulenzintensitätsverteilungen am Laufradaustritt.
- 7.) Verschiedene weitere Untersuchungen, unter anderem:
 - Messung des Spaltvolumenstromes und Untersuchung des unterschiedlichen Einflusses von tragscheibenseitig entlastetem und unentlastetem Betrieb.
 - Einfluss von Druckstutzenverlängerungen auf die Förderkennlinie.

Bis heute sind keine auf einfachen strömungstechnischen Modellen basierenden Berechnungsverfahren zur zuverlässigen Vorhersage des Betriebsverhaltens von Turbomaschinen im Teil- und Überlastbereich vorhanden, was mit in diesen Betriebspunkten durch Ablösungen und Sekundärströmungen geprägten, äußerst komplexen Strömungsvorgängen begründet ist. Dass sich die Strömungszustände in diesen Betriebspunkten mit einfachen Modellen nicht mehr beschreiben lassen, spiegelt sich in den massiven Bemühungen bei der Verbesserung komplexer CFD-Verfahren zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Turbomaschinen wider. Bei der Analyse der Messergebnisse wird daher auf weiterführende Erklärungsversuche der Strömungsvorgänge bei Teil- und Überlast über die potentialtheoretischen Ansätze hinaus von vorne herein verzichtet und der Inhalt bleibt auf phänomenologische Beschreibungen qualitativer Zusammenhänge beschränkt. Es wird dennoch gezeigt, dass in den genannten Betriebszuständen aufgrund der Untersuchungen systematische Strömungserscheinungen gefunden werden können, deren Auswirkungen auf die instationären Strömungsgrößenverteilungen bis heute noch nicht in detaillierter Weise beschrieben wurden.

Zur Messung der instationären (Total-)Druckverteilungen in den untersuchten Strömungsquerschnitten ist mit den derzeit zu Verfügung stehenden technischen Mitteln die Verwendung von 'materiellen', gegenüber der Strömung fest verankerten Sonden unerlässlich. Es sei bereits an

dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Ergebnisse von Messungen mit materiellen Sonden jeglicher Art in vielen Betriebszuständen der Pumpe infolge von Wechselwirkungen zwischen Sonde und Strömung bei hohen zeitlichen und örtlichen Geschwindigkeits- und Druckgradienten äußerst kritisch zu betrachten sind und die dargestellten Strömungszustände nicht ohne weiteres als tatsächliche Strömungszustände betrachtet werden sollten. An entsprechender Stelle wird auf den möglichen Einfluss von Messfehlern durch diese Wechselwirkungen und mögliche Beeinflussungen der Strömung durch die Sonde selbst hingewiesen, womit ein weiterer wichtiger Bestandteil der Arbeit die Betrachtung der Einflüsse transienter Strömungserscheinungen auf Sondenmessergebnisse ist.

1.1 Theoretischer Hintergrund und Stand der Forschung

Der Haupteinsatzzweck von Turboarbeitsmaschinen (im Speziellen: Pumpen) ist die Förderung von flüssigen oder gasförmigen Medien. Im Zusammenhang mit den in der Anwendung zu überwindenden Strömungswiderständen und Höhenunterschieden der angeschlossenen Anlage wird dabei die Förderkennlinie zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen gefördertem Volumenstrom und erzeugter Druckdifferenz als wesentliches Charakteristikum herangezogen. Dazu zeigt die Abbildung 1.1 die schematische Darstellung der theoretischen Y_{th} und der typischen Förderkennlinie 'Y' einer Radialpumpe in Form der Auftragung der spezifischen Stutzenarbeit Y über dem geförderten Volumenstrom \dot{V} .

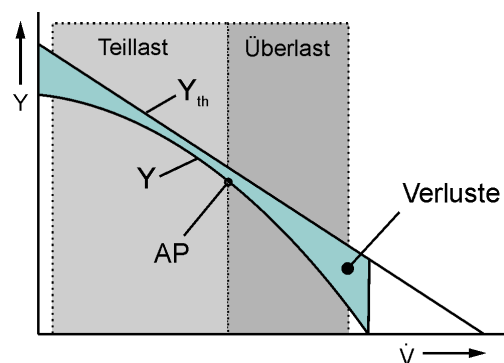


Abbildung 1.1: Pumpen-Förderkennlinie

Das Funktionsprinzip der Turboarbeitsmaschine ist die Übertragung von Geschwindigkeiten eines rotierenden Bauteils (Laufblad) auf die Strömung des geförderten Mediums und neben Anteilen von Druckerhöhung durch Zentrifugalkräfte eine anschließende Umwandlung der erhöhten kinetischen Energie in potentielle Energie (Druck) durch Verzögerung in einer Leiteinrichtung (im vorliegenden Fall das Spiralgehäuse). Gemäß einer theoretischen Betrachtung durch Euler (zitiert in [26], [32]) gelangt man unter der Annahme einer drallfreien Zuströmung in die Pumpe zu dem Zusammenhang zwischen Volumenstrom und spezifischer Stutzenarbeit der theoretischen Kennlinie entsprechenden Gleichung (1.1)

$$Y_{th} = u \cdot c_u, \quad (1.1)$$

wenn man annimmt, dass die Strömung das sich am Außenumfang mit der konstanten Geschwindigkeit u bewegendes Laufrad stets mit einer vom Volumenstrom linear abhängigen Umfangskomponente c_u verlässt. Dies ist erfüllt, solange die Strömung den Schaufelkonturen des Laufrades folgt. In dieser Betrachtung ist nicht berücksichtigt, dass die Strömung beispielsweise Verlusten durch Reibung unterliegt, die in quadratischem Zusammenhang mit dem Volumenstrom zunehmen und bereits im Auslegungspunkt 'AP' in Form einer reduzierten Stutzenarbeit in Erscheinung treten. Zusätzliche Abweichungen von dieser idealen Betrachtung entstehen bei Betriebszuständen außerhalb des Auslegungspunktes durch Ablösungserscheinungen und Sekundärströmungen infolge aerodynamischer Überlastung und Fehlanströmungen der Lauf- und Leitrad-schaufeln im Teil- und Überlastbereich, die zu Abweichungen von der Annahme schaufelkongruenter Strömung und zu zusätzlichen dissipativen Effekten führen. Die dadurch entstehenden Verluste sind maßgeblich für die Einbuße an spezifischer Stutzenarbeit und die mit ihnen verbundenen Strömungserscheinungen sind Thema der vorliegenden Arbeit.

Insbesondere die Ablösungserscheinungen im Teillastgebiet und die damit verbundenen Rezirkulationen, aber auch die Sekundärströmungen sind Thema zahlreicher Arbeiten wie beispielsweise in [16], in der J. Hambrecht die Einflüsse von Sekundärströmungen bei Teillast im Bezug auf die Energieumsetzung an Laufrädern mit umfangssymmetrischer Abströmung (unbeschaufelter Ringdiffusor) untersucht.

Rotor-Stator-Wechselwirkungen wurden in der überwiegenden Zahl der existierenden Arbeiten an *Axialmaschinen* untersucht, wobei analytische Untersuchungen von N. Kemp in [21] und [22] zur Analyse der instationären Auftriebsanteile umströmter Profile bereits 1953 mit linearisierten Lösungsansätzen für Potentialgleichungen durchgeführt wurden. Durch R. Dring [8] wurden instationäre Drücke und Heißfilmsignale auf halber Schaufelhöhe an der Schaufeloberfläche von Rotor und Stator einer Axialturbinenstufe experimentell untersucht. Dabei wurde anhand der transienten Messsignale der Statoroberfläche eine Vorausrückung der Rotorströmung auf die Statorströmung beobachtet. Mit durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen hervorgerufenen Strömungserscheinungen speziell im Bereich der Schaufelhinterkanten beschäftigten sich J. Gostelow in [14] und B. Satyanarayana in [30], wobei eine wachsende instationäre Belastungsintensität der Hinterkanten mit zunehmender Frequenz der Rotor-Stator-Interaktion festgestellt wurde. M. Dues untersucht in [9] durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen bedingte Strömungsablösungen im Nachleitapparat einer axialen Pumpenstufe mit Vor- und Nachleitrad und stellt eine Abhängigkeit der Strömung im Vorleitrad von den Strömungszuständen im Nachleitrad fest, die durch Wechselwirkungen von Lauf- und Nachleitrad hervorgerufen wird.

Untersuchungen der Rotor-Stator-Wechselwirkungen in *Radialpumpen* wurden beispielsweise durch M. Sinha in [31] in einer Pumpe mit Nachleitbeschaufelung und Spiralgehäuse anhand von Messungen mit Hilfe der Particle Image Velocimetrie (PIV) durchgeführt. Die Lichtschneitebene erstreckte sich dabei durch die Nachleitschaufeln bis in das Laufrad. Die Ergebnisse der qualitativen Untersuchungen zeigen, in welcher Art die Grenzschichtstruktur entlang der Nachleitschaufel durch die im Absolutsystem instationär wirkende Laufradabströmung beeinflusst wird und zu fluktuierenden Ablösungen an der Leitschaufelvorderkante und in den Leitradkanälen führt. In [1] zeigt O. Akin wie durch vor dem Laufradeintritt aufgebraachte Druckpulsationen

Ablösungen im Nachleitapparat vermieden werden können. M. Gugau [34] und G. Treutz [15] untersuchen in ihren Arbeiten Spiralgehäusepumpen auf numerischem Weg mit voll dreidimensionalen Berechnungen und instationärer Rotor-Stator-Kopplung (sliding mesh). Während der Schwerpunkt beider Arbeiten auf einer Analyse unterschiedlicher Turbulenzmodelle liegt, werden in diesen Arbeiten zusätzlich auch Bilanzen durch Axial- und Zeitmittelung vorgestellt, die von G. Treutz zusätzlich anhand spiralumfangsverteilter Förderhöhenverteilungen analysiert werden. In der Arbeit von P. Hergt, [17] werden als Ergebnis experimenteller Untersuchungen mit dynamisch messenden Sonden in Luft die Geschwindigkeits- und Druckverteilungen entlang des Laufradaustritts einer Spiralgehäusepumpe dargestellt. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf den Verteilungen der lokalen Förderhöhen und der lokalen Fördergrade. In einer Arbeit des Autors [25] werden die lokalen Kombinationen von Fördergrad und Förderhöhe gleicher Messdaten zur Berechnung einer Kennlinie herangezogen und mit der Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades verglichen. Durch die verhältnismäßig großen Abstände der Messpositionen können dabei größere Gradienten der Strömungsgrößenverteilungen entlang des Spiralumfangs nicht in ausreichender Auflösung wiedergegeben werden, so dass eine Analyse des instationären Förderverhaltens, das ein Laufradkanal in Verbindung mit dem Spiralgehäuse während eines Umlaufs generiert, an dieser Stelle nicht durchgeführt werden kann.

Die durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen entstehenden *Druckfluktuationen* beschreibt N. Arndt in [3] und [4] mittels den an Laufradschaufeln und gleichzeitig an unterschiedlichen Beschaukelungen des Diffusors einer Radialpumpe instationär gemessenen Wanddruckverteilungen. Schwerpunkt der Untersuchungen ist dabei der Einfluss von Schaufelanzahl und der Abstand zwischen Lauf- und Leitrad. W. Quin modelliert in [27] die Strömung einer radialen Kreispumpe mit Nachleitbeschaukelung numerisch und vergleicht die Ergebnisse mit an der Diffusorwand der Pumpe gemessenen Druckamplituden, wobei sich zwar ein qualitativ ähnlicher Verlauf zeigt, die Abweichungen jedoch bis zu 80% gegenüber den gemessenen Ergebnissen betragen.

Bezüglich der Untersuchungen von Rotor-Stator-Interaktionen kann anhand der Messungen und Berechnungen der genannten Arbeiten keine Analyse der kombinierten transienten Einflüsse von Geschwindigkeits- und Druckverteilungen und deren wichtigen Auswirkungen auf das Betriebsverhalten durchgeführt werden, da keine gleichzeitigen Informationen über die instationären Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen entlang geschlossener Flächen an Laufradein- und Austritt vorhanden sind und bei den numerischen Berechnungen Modelle inkompressibler Fluide verwendet wurden, die eine Ausbreitung der Druckinformationen mit Schallgeschwindigkeit nicht beinhalten können. Insbesondere die in einer Spiralgehäusepumpe entlang des Laufradaustrittsumfangs asymmetrischen Strömungsgrößenverteilungen erfordern zur Untersuchung dieser Thematik Messungen an zahlreichen Positionen, wobei der Einsatz dynamisch messender Drucksonden unerlässlich ist und in diesem Zusammenhang ein nicht unerheblicher experimenteller Aufwand entsteht.

Experimentelle *Untersuchungen mit dynamisch messenden Sonden* werden in einer Vielzahl von Arbeiten beschrieben. Speziell die Eignung bei Messungen in instationären Strömungen von Turbomaschinen wurde beispielsweise durch A. Epstein [10] C., Gossweiler [12] und C. Roduner [28] untersucht. Weitere Hinweise zur Entwicklung und zum Einsatz entsprechender Sonden

finden sich außerdem in C. Gossweiler [13], H. Humm [18][19][20] und P. Kupferschmied [23][24]. Hinweise zu Einflüssen kombinativer Geschwindigkeits- und Richtungstransienten auf die Messergebnisse dynamisch messender Drucksonden unterschiedlicher Geometrie werden durch W. Gizzi in [11] gegeben. Dabei wird das System der durch eine Strömung zeitlich wechselnder Richtung angeströmten ortsfesten Sonden in aufwendigen Experimenten durch ein System mit rotatorisch um ihre Längsachse oszillierende Sonden ersetzt. Ein unterschiedliches Verhalten beider Systeme infolge unterschiedlicher Beschleunigungen der Strömung innerhalb des Grenzschichtbereichs der Sonden kann bei der Übertragung vom einen in das andere System anhand dieser Untersuchungen nicht berücksichtigt werden. Die tatsächlichen Einsatzgrenzen dynamisch messender Sonden müssen daher mittels einer in Richtung und Betrag ausgeprägt zeitlich veränderlichen Strömung, wie sie beispielsweise in Turbomaschinen vorzufinden ist, untersucht werden.

1.2 Gliederung

Im ersten Abschnitt der Arbeit werden die verwendeten Messverfahren unter Einbeziehung kritischer Betrachtungen der Anwendungsgrenzen und Fehlerquellen bei der Verwendung im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen beschrieben.

Der anschließenden Prüfstandsbeschreibung folgt ein Abschnitt zur Erläuterung der zur Ermittlung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen verwendeten Auswertungsverfahren und zur Beschreibung eines Verfahrens zur Interpolation dynamischer Strömungsgrößenverteilungen, dessen Vorgehen von grundlegender Bedeutung für die Analyse der dynamischen Effekte im letzten Abschnitt ist.

Ein Abschnitt zur Beschreibung der Messergebnisse enthält neben Kennlinien und Wanddruckverteilungen zum Verständnis der inneren Strömungsvorgänge wichtige Beschreibungen der instationären Geschwindigkeits-, Totaldruck und Turbulenzintensitätsverteilungen und einen zusätzlichen Abschnitt zur Beschreibung der Untersuchungen an der Spiralvariante 2 (1%-Spornabstand). In den Abschnitten zur Beschreibung der Geschwindigkeits- und Totaldruckverteilungen werden aus der umfangreichen Datenbasis besonders erwähnenswerte Ergebnisse ausgewählter Betriebspunkte beschrieben, sodass ein umfassender Eindruck der Strömungszustände in den Messquerschnitten der Pumpe entsteht.

Im darauffolgenden Abschnitt wird ein im Rahmen der Untersuchungen entstandenes Verfahren der Fehlereinflussanalyse vorgestellt, dass sich besonders bei der PC-gestützten Datenverarbeitung für Fehlerabschätzungen eignet.

Im letzten Abschnitt werden die Eigenschaften der durch die Rotor-Stator-Wechselwirkungen verursachten speziellen dynamischen Effekte und deren Auswirkungen auf die Strömungsgrößenverteilungen und das Betriebsverhalten untersucht.

Zugunsten der Beschreibung spezieller Details der verwendeten Geräte und Auswertungsverfahren, deren Besonderheiten maßgeblichen Einfluss auf die Qualität der Messergebnisse haben und die teilweise von grundlegender Bedeutung zum Verständnis der Endergebnisse sind, werden die theoretischen Hintergründe der verwendeten Messverfahren, die häufig genug in anderen Ausarbeitungen rezipiert werden und in der einschlägigen Literatur nachgelesen werden können, nur in ihren relevanten Kernpunkten behandelt.

2 Verwendete Verfahren zur Messung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen

Die nachfolgenden Erläuterungen zur Beschreibung der verwendeten Messverfahren erheben nicht den Anspruch allgemeingültiger Erklärungen der physikalischen Grundlagen, sondern sollen unterstützende Hinweise bezüglich der Grenzen und Einsetzbarkeit der einzelnen Verfahren liefern und damit dem besseren Verständnis der in den darauffolgenden Kapiteln beschriebenen Messergebnisse dienen.

2.1 Einloch-Zylindersonde

Zur Bestimmung der dynamischen Druckverteilungen dient eine quer angeströmte Einloch-Zylindersonde mit eingebautem Miniatur-Drucksensor. Dazu zeigt die Abbildung 2.1 ein 3D-CAD-Modell der am Fachgebiet verwendeten Zylindersonde als Explosionsdarstellung und im Längsschnitt. Der verwendete Druckumformer ist ein Sub-Miniatur-Druckumformer der Firma Entran, Baureihe 'EPE' mit einem Messbereich von 130mbar. Kernelement des Umformers ist eine Siliziummembran, deren Verformung piezoresistiv über eine Brückenschaltung mittels einer außerhalb befindlichen Elektronik in eine dem Druck näherungsweise proportionale Spannung gewandelt und anschließend verstärkt wird. Die Eckfrequenz wird vom Hersteller mit 300kHz angegeben. In Verbindung mit der im Rahmen des Forschungsvorhabens verwendeten Messkarte werden Abtastraten bis zu 70kHz ermöglicht, so dass bei den durchgeführten Untersuchungen lauftradumfangswinkelzugeordnete Messdaten mit ausreichend hoher räumlicher Auflösung erfasst werden können.

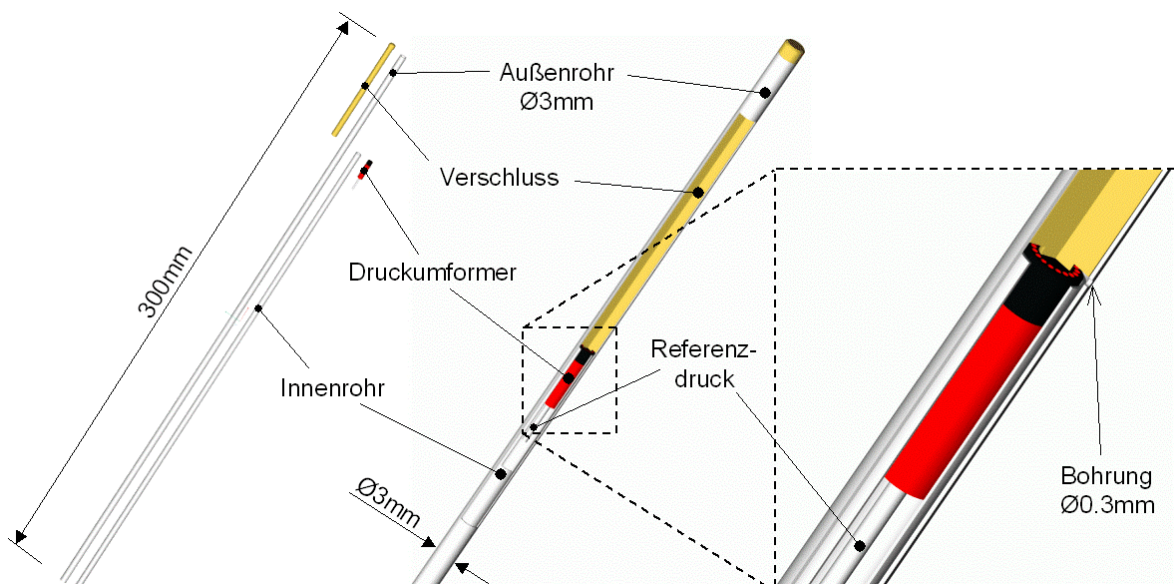


Abbildung 2.1: Zylindersonde zur dynamischen Druckmessung

Der Miniatur-Druckumformer ist mit Hilfe eines Innenrohres in ein äußeres Rohr (Außendurchmesser: 3mm) bis kurz vor eine 0,3 mm große Querbohrung eingeschoben und dort verklebt. Von der gegenüberliegenden Seite verschließt ein Messingzylinder das äußere Rohr. Auf der Rückseite kann der Druckumformer über einen Druckanschluss mit einem Referenzdruck beaufschlagt werden, wodurch neben Messungen in Strömungen mit höherem Überdruck insbesondere auch Druckmessungen in Unterdruckströmungsgebieten möglich sind. Die dazu erforderliche Schlauchleitung und die elektrischen Leitungen des Druckumformers sind durch das Innenrohr nach hinten herausgeführt.

Um Phasenverschiebungen des aufzunehmenden Drucksignals zu verkleinern und Resonanzfrequenzen in möglichst hohe Frequenzbereiche zu verschieben, ist der Hohlraum am Druckumformer im Bereich der Querbohrung auf ein Minimum reduziert, wofür auch der im rechten Bild sichtbare zylindrische Absatz am Verschlusszylinder dient. Die Eigenfrequenz des eingeschlossenen Volumens liegt damit jenseits der im Rahmen der Untersuchungen interessanten Frequenzen der dynamischen Drucksignale, was durch Voruntersuchungen mittels eines Stoßwellenrohres nachgewiesen wurde.

2.1.1 Kalibrierung und Messung

Die Kalibrierung der Zylindersonde umfasst zwei Schritte:

- Statische Kalibrierung des Druckaufnehmers,
- Ermittlung der Druckverteilung am Umfang der Sonde.

Die geschwindigkeitsabhängige Druckverteilung am Umfang wird in Höhe der Querbohrung durch Drehung der quer angeströmten Sonde um ihre Längsachse (Abbildung 2.2, Drehwinkel γ) bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit und Strömungsrichtung ermittelt.

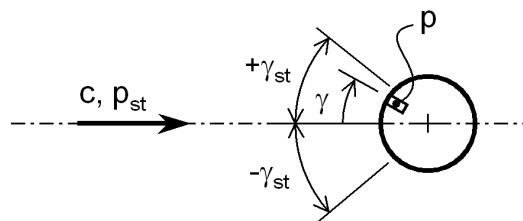


Abbildung 2.2: Größenbezeichnungen an der quer angeströmten Zylindersonde

Aus experimentellen Untersuchungen durch Schlichting in [29] ist bekannt, dass innerhalb eines begrenzten Reynoldszahlen-Bereichs ein gegenüber der Zuströmrichtung annähernd konstanter Umfangswinkel γ_{st} existiert, bei dem der gemessene Druck dem statischen Druck der Strömung entspricht. Um diesen Winkel zu ermitteln, wird die Druckverteilung am Umfang der Sonde entsprechend Abbildung 2.3 in einer Strömung definierter Richtung und Geschwindigkeit aufgezeichnet.

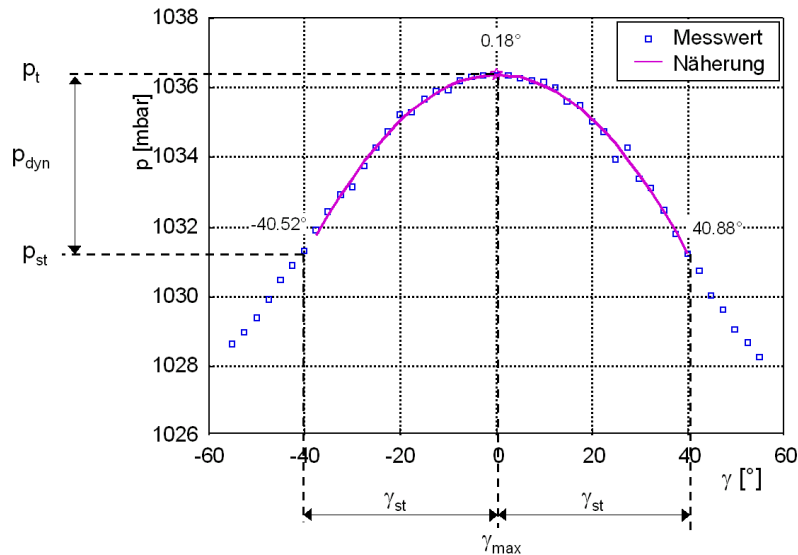


Abbildung 2.3: Druckverteilung am Zylindersondenumfang

Zur Ermittlung des dem Druckmaximum zugeordneten Drehwinkels werden die aufgezeichneten Drücke nach dem Verfahren der kleinsten Fehlerquadratsumme in einem symmetrischen Winkelbereich rechts und links des Maximums durch eine Parabel angenähert. Deren Maximum wird als Totaldruck p_t definiert und die zugehörige Winkelposition γ_{\max} liefert den der Strömungsrichtung zugeordneten Sondendrehwinkel. Der statische Druck p_{st} wird durch Subtraktion des dynamischen Druckanteils p_{dyn} vom Totaldruck p_t mit der umgeformten Bernoulli-Gleichung (2.1) aus der bekannten Strömungsgeschwindigkeit c der Strömung berechnet.

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho c^2, \quad p_{st} = p_t - p_{dyn} \quad (2.1)$$

Der nach beiden Seiten symmetrische Abstand zwischen den zugeordneten Winkeln der statischen Drücke und des Totaldrucks bildet den gesuchten sondencharakteristischen Winkel γ_{st} (Abbildung 2.3). Durch Kalibrierungen bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten konnte eine befriedigende Konstanz des Wertes von γ_{st} im Bereich der am Prüfstand in den Messquerschnitten auftretenden Reynoldszahlen nachgewiesen werden.

Ein zusätzliches Ergebnis der beschriebenen Kalibrierung ist neben dem Wert von γ_{st} die 'Sondenwinkel-Nullposition' (im Diagramm identisch mit γ_{\max}) der Sonde bezüglich des nominellen Nullwertes der Sondenverstelleinrichtung, der als Offset-Wert bei den Messungen Berücksichtigung findet.

Messung

Mit dem durch die Kalibrierung ermittelten Wert des Winkels γ_{st} ist es in umgekehrter Weise möglich, aus einer am Umfang der Sonde gemessenen Druckverteilung neben dem Totaldruck und der Strömungsrichtung den statischen Druck und die Strömungsgeschwindigkeit zu berechnen. Dazu wird aus den unter verschiedenen Sondendrehwinkeln aufgenommenen Drücken, ebenfalls unter Zuhilfenahme einer Näherungsparabel, der Totaldruck als Wert des

Druckmaximums, die Strömungsrichtung als Winkelposition γ_{\max} des Druckmaximums und der statische Druck als zugehöriger Wert an der Stelle $\gamma_{\max}-\gamma_{\text{st}}$ bzw. $\gamma_{\max}+\gamma_{\text{st}}$. (vgl. Abbildung 2.3). In Umkehrung zur Vorgehensweise bei der Kalibrierung ergibt sich die Geschwindigkeit nach der umgeformten Bernoulli-Gleichung (2.2) aus dem dynamischen Druckanteil p_{dyn} .

$$p_{\text{dyn}} = p_{\text{tot}} - p_{\text{st}}, \quad c = \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{dyn}}} \quad (2.2)$$

2.1.2 Bedingte Eignung bei Schräganströmung

Die in der dargestellten Weise bestimmten Geschwindigkeiten geben strenggenommen die tatsächlichen Geschwindigkeiten nur richtig wieder, wenn diese entsprechend der Kalibrierung senkrecht zur Sondenlängsachse gerichtet sind. Eine Abweichung der berechneten Werte von der tatsächlichen Absolutströmungsgeschwindigkeit wird rechnerisch unter Einbeziehung trigonometrischer Funktionen erst bei Schräganströmung in der Größenordnung von $\pm 15^\circ$ von Bedeutung. Für eine Schräganströmung mit 10° Abweichung ergibt sich beispielsweise eine Abweichung der gemessenen Geschwindigkeit vom eigentlichen Wert um nur ca. 1.5% ($1-\cos(10^\circ) \approx 0.0153$). In dieser überschlägigen Abschätzung bleibt der zusätzliche Einfluss der Schräganströmung auf die Druckverteilung um den Zylinder unbeachtet, er stellt jedoch eine zusätzliche Fehlerquelle dar, da sich die Druckverteilung am Querschnitt des schräg angeströmten Zylinders der andersgearteten c_p -Verteilung eines querangeströmten Körpers mit elliptischem Querschnitt annähert.

Neben konstruktionsbedingten Einschränkungen bezüglich der Verwendbarkeit der Zylindersonde am Eintritt der untersuchten Pumpe (Bewegung der Laufradnabe) wurde die Zylindersonde auch aus den zuletzt dargestellten Gründen im Rahmen der Untersuchungen nur im Radialdiffusorbereich der Pumpe angewendet, wo im überwiegenden Betriebsbereich von einer gegenüber der senkrechten Sondenanströmung nur geringfügig abweichenden Strömungsrichtung ausgegangen werden kann.

2.1.3 Messung in Strömungen transientser Richtung und Geschwindigkeit

Grundlage zur Identifikation des konstanten Winkels γ_{st} durch die oben beschriebene Kalibrierung sind eine konstante Strömungsgeschwindigkeit und eine zeitlich unveränderliche Strömungsrichtung. In diesem Zusammenhang sind ähnliche Reynoldszahlen bei Messung und Kalibrierung Mindestvoraussetzung für eine zuverlässige Funktion des Verfahrens in transientser Strömung.

Bei Messung ausgeprägt zeitlich veränderlicher, zeitlich asymmetrischer Überlagerung von Strömungsrichtung und Geschwindigkeitsbetrag kann sich ein zusätzlicher Einfluss dynamischer Effekte durch Wechselwirkungen mit Ablösungen im Lee der Sonde und den damit verbundenen Grenzschichteffekten auf den c_p -Verlauf und somit verfälschend auf den anhand der Winkelposition γ_{st} berechneten statischen Druck p_{st} auswirken. Ein derartiger Einfluss zeichnet sich infolgedessen durch fehlerhaft berechnete Geschwindigkeitswerte und bei Asymmetrie der c_p -

Verteilung durch fehlerhaft ermittelte Winkel der Strömungsrichtung aus. Es wird davon ausgegangen, dass dieser Einfluss der dynamischen Effekte auf den gemessenen Totaldruck im Staupunkt der Sonde von untergeordneter Bedeutung ist, weil in diesem Bereich bei begrenzten Winkeländerungen der Strömung erfahrungsgemäß keine Ablösungserscheinungen zu erwarten sind. Unter dieser Annahme bleibt der als Maximum der c_p -Verteilung ermittelte Totaldruck bei Anwendung des oben beschriebenen Berechnungsverfahrens auch beim Auftreten dynamischer Effekte gut bestimmbar.

Verwendungszweck

Bei den Auswertungen werden von den Ergebnissen der Zylindersondenmessungen aus den dargestellten Gründen nur die berechneten Totaldruckverteilungen im Radialdiffusorbereich verwendet. Für die Untersuchung der dynamischen Verteilungen von Strömungsrichtung und Geschwindigkeit werden die Ergebnisse der Hitzdraht-Messungen herangezogen. Als Ersatz der Verteilungen statischer Drücke dienen Wanddruckmessungen im Bereich der Sondenposition.

2.2 Querangeströmte Eindraht-Hitzdrahtsonde

Bei den Hitzdrahtmessungen wurden Sonden mit Wolframdraht ($\varnothing 5\mu\text{m}$) verwendet. Elektrisch aufgeheizt auf ca. 250°C wird dessen Widerstand mittels einer Brückenschaltung gemessen. Durch eine eingekoppelte Verstärkerschaltung (siehe Abbildung 2.4) wird die Brückenspeisespannung U so nachgeregelt, dass die Temperatur des Drahtes und der damit verbundene Drahtwiderstand konstant bleiben.

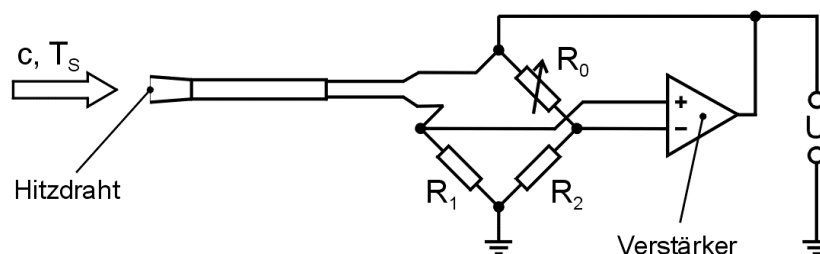


Abbildung 2.4: Prinzipskizze der Hitzdraht-Messbrücke

Je nach Strömungsgeschwindigkeit c wird am Hitzdraht mehr oder weniger Wärme abgeführt, so dass die zur Aufrechterhaltung der Drahttemperatur von der Heizleistung abhängige nachgeregelte Brückenspeisespannung unmittelbar ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit darstellt. Die geringe Wärmekapazität des Drahtes (bedingt durch den kleinen Drahtdurchmesser) und die hohe Dynamik und Steifigkeit der Regelung ermöglichen dabei Messungen von Geschwindigkeitsänderung bis in Zeitskalen turbulenter Geschwindigkeitsschwankungen (Bruun, H., [7]). Der Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und abgeführter Wärmeleistung wird durch das King'sche Gesetz, das aus Betrachtungen des Wärmeübergangs am unendlich langen Zylinder hergeleitet werden kann, beschrieben und lässt sich je nach Geschwindigkeitsbereich in guter Näherung durch ein Polynom 4ten oder 5ten Grades annähern (vgl. Geschwindigkeitscharakteristik Abbildung 2.5, unten). In die Herleitung der Gesetzmäßigkeiten des

Wärmeübergangs am Hitzdraht geht auch die statische Strömungstemperatur T_s ein, die durch eine gesonderte Temperaturmessung in der jeweiligen Messebene bei Kalibrierung und Messung erfasst und in Form einer Korrektur der aufgezeichneten Brückenspeisespannungen nach Ähnlichkeitsbetrachtungen bei der Auswertung der Messdaten berücksichtigt wird.

2.2.1 Kalibrierung und Messung

Zur Erklärung des im Rahmen der Untersuchungen verwendeten Messprinzips der querangeströmten Eindraht-Hitzdrahtsonde zeigt die Abbildung 2.5 neben der in der linken Bildhälfte dargestellten Eindraht-Hitzdrahtsonde deren Richtungscharakteristik rechts oben und die zugehörige Geschwindigkeitscharakteristik rechts unten. Die Kalibrierung erfolgt in zwei Schritten:

- Bestimmung der Sondennullposition (Maximumposition der Richtungscharakteristik),
- Bestimmung der Geschwindigkeitscharakteristik.

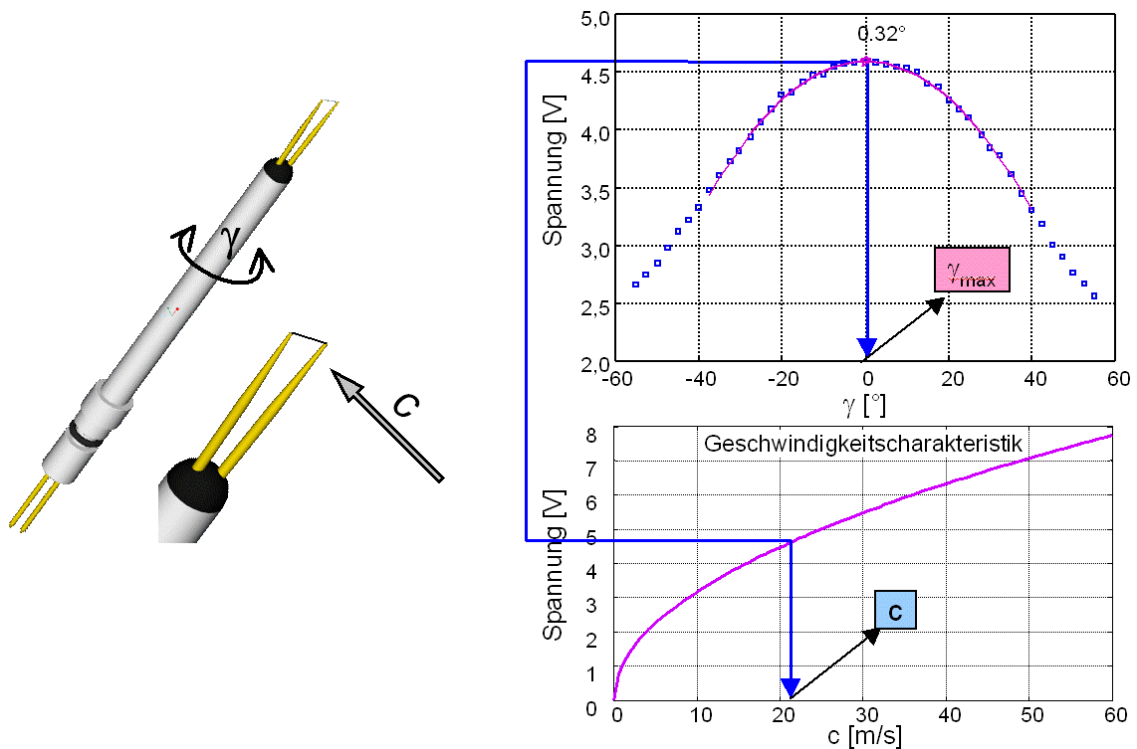


Abbildung 2.5: Messprinzip der Eindraht-Hitzdrahtsonde

Zur Ermittlung der Sondennullposition wird die Hitzdrahtsonde in gleicher Weise wie die Zylindersonde bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit schrittweise um ihre Längsachse gedreht und durch drehwinkelzugeordnete Aufzeichnung der gemessenen Spannungswerte die Maximumposition einer berechneten Näherungsparabel ermittelt.

Bei der Bestimmung der Geschwindigkeitscharakteristik wird die Sonde in die gefundene Maximumposition gedreht und es werden die Spannungswerte zu verschiedenen Geschwin

digkeiten aufgezeichnet, woraus sich eine eindeutige Zuordnung von Spannung und Geschwindigkeit entsprechend der Darstellung in Abbildung 2.5 unten rechts ergibt.

Bei Messungen mit der im Untersuchungsobjekt befindlichen Sonde wird in gleicher Weise aus den unter verschiedenen Sondendrehwinkeln γ aufgezeichneten Spannungswerten der Strömungswinkel γ_{\max} als Position des Maximums ermittelt, wobei der zugehörige Spannungswert am Maximum die Geschwindigkeit c aus der Geschwindigkeitscharakteristik liefert.

2.2.2 Folgen schräger Anströmung

Im Gegensatz zur Zylindersonde gehen bei der Messung mit der Eindraht-Hitzdrahtsonde auch sondenachsenparallele Geschwindigkeitskomponenten in die ermittelte Geschwindigkeit ein, da diese ebenfalls zur Abfuhr von Wärmeleistung beitragen. Im Extremfall würde man daher selbst bei Längsanströmung eine vermeintliche Quergeschwindigkeit detektieren, die tatsächlich gar nicht vorhanden ist. Für die Messung der Strömungsrichtung bleibt dieser Effekt (auch in transienter Strömung) ohne Bedeutung, solange eine ausreichend große Querkomponente der Geschwindigkeit vorhanden ist, da die Längskomponente lediglich zu einer 'Abflachung' der Parabeln führt.

Verwendungszweck

Die Ergebnisse der Eindraht-Hitzdrahtsonde liefern bezüglich Geschwindigkeit und Strömungsrichtung die genauesten Werte der drei verwendeten Sondentypen und werden zur Bestimmung dieser Größen verwendet.

2.3 Querangeströmte Kreuzdraht-Hitzdrahtsonde

Die Verwendung einer querangeströmten Kreuzdrahtsonde ermöglicht die simultane Erfassung von Geschwindigkeit und Strömungsrichtung in einem einzelnen Messschritt, während zur Bestimmung der gleichen Informationen mit der Eindraht-Hitzdrahtsonde gemäß den obigen Darstellungen eine ca. 10- bis 30fache Anzahl an Messungen (Messpunkte pro Parabel) unter verschiedenen Sondendrehwinkeln mit einer dementsprechend verlängerten Messdauer erforderlich ist. Da die Kreuzdrahtsonde zwei Drähte besitzt, wird eine zweite Messbrücke notwendig und bei der Kalibrierung ist ein gegenüber der Eindraht-Hitzdrahtsonde erhöhter Aufwand erforderlich.

2.3.1 Kalibrierung und Messung

Zur Kalibrierung werden die Brückenspeisespannungen beider Drähte unter schrittweiser Drehung der Sonde um ihre Längsachse in einer Strömung bekannter Richtung und Geschwindigkeit aufgezeichnet. Dieser Vorgang entspricht zunächst bezüglich des Zeitaufwands der Ermittlung der Richtungscharakteristik der Eindraht-Hitzdrahtsonde, er muss aber für ausgewählte Geschwindigkeiten über dem gesamten während der Messungen zu erwartenden Geschwindigkeitsbereich wiederholt werden. Eine Auftragung der Messwerte mit den beiden Brückenspeisespannungen als Ordinate und Abszisse für alle Geschwindigkeiten und

Sondendrehwinkel ergibt ein 'Kalibrierfeld' gemäß Abbildung 2.6, in dem ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den Brückenspeisespannungen und der Strömungsrichtung bzw. der Geschwindigkeit besteht. Damit entspricht bei Messungen in Umkehrung zur Kalibrierung jeder Kombination von simultan aufgezeichneten Messwerten der beiden Drähte genau ein Strömungswinkel γ und eine Strömungsgeschwindigkeit c , ohne dass die Sonde dabei um ihre Längsachse gedreht werden muss.

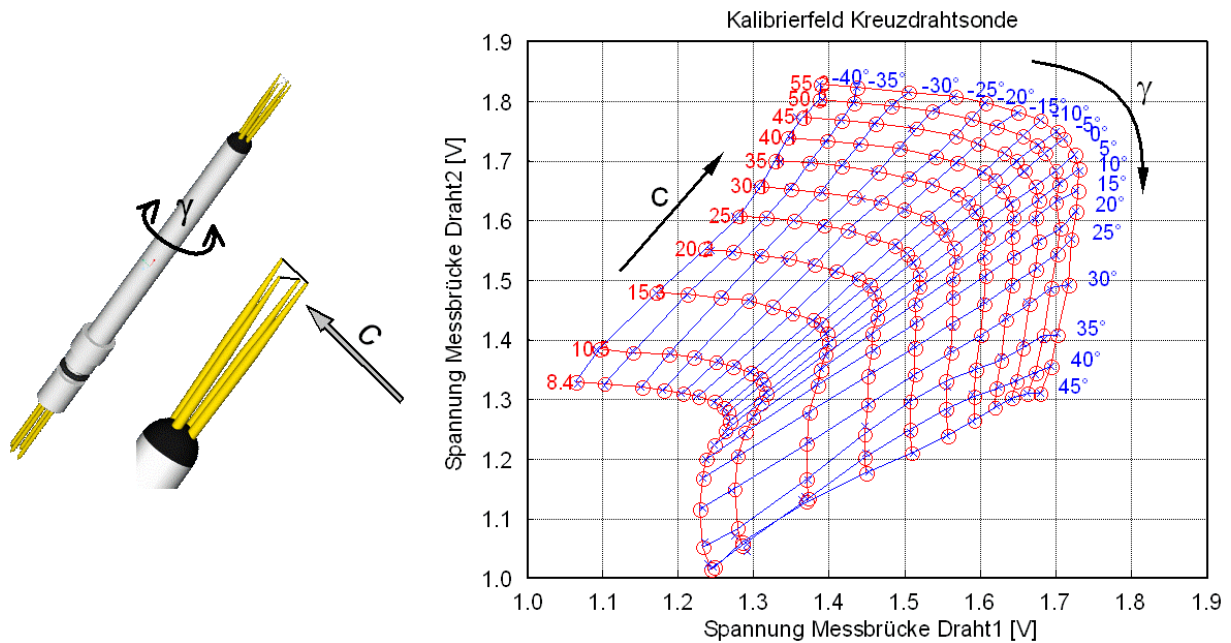


Abbildung 2.6: Messprinzip der Kreuzdrahtsonde

Im Kalibrierfeld entspricht die Linie $\gamma=0^\circ$ einer Orientierung der Sonde, bei der beide Drähte unter 45° angeströmt werden. Die Brückenspeisespannungen sind daher entlang dieser Linie bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten für beide Drähte ungefähr gleich groß. Verbleibende Abweichungen sind eine Folge unterschiedlicher Längen der beiden Drähte. Bei Orientierungen der Sonde in Richtung positiver oder negativer γ -Werte wird jeweils einer der Drähte zunehmend senkrecht angeströmt, wodurch dessen abgeführte Wärmeleistung und damit die zugehörige Speisespannung ansteigen, während in umgekehrter Weise Wärmeleistung und Brückenspannung des verbleibenden Drahtes sinken.

Gegenüber dem dargestellten Kennfeld wurden für die Messungen jeweils Kalibrierungen mit doppelt feiner Winkelauflösung in einem gleichermaßen feiner aufgelösten Geschwindigkeitsbereich durchgeführt.

2.3.2 Einschränkungen bei der Messung transienter Strömungen

Der Verwendbarkeit der eingesetzten Kreuzdrahtsonde sind bezüglich des messbaren Winkelbereiches Grenzen gesetzt. Unter bestimmten Anström winkeln steht der zurückgesetzte Draht im Nachlauf eines der Drahthalter des vorderen Drahtes. Dazu zeigt die Abbildung 2.7

qualitativ die Zuordnung der Anströmrichtungen der Sonde zu den entsprechenden Bereichen im Kalibrierfeld.

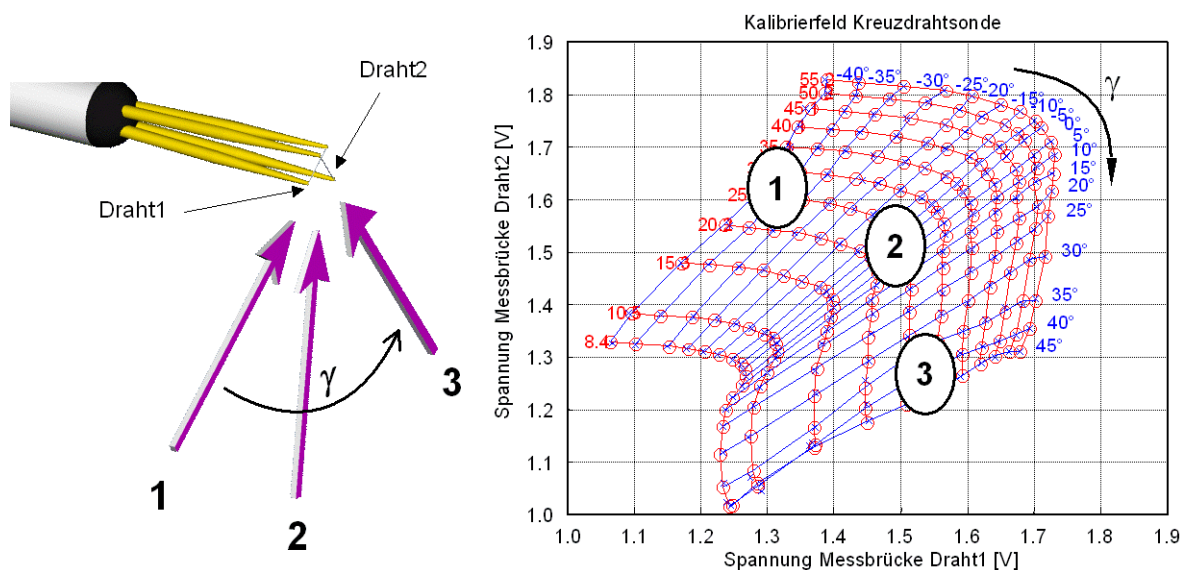


Abbildung 2.7: Einfluss der vorderen Drahthalter

Unter der Zuströmrichtung '3' ist der vordere Draht zunehmend in seiner Längsrichtung angeströmt, was im Kalibrierfeld anhand der niedrigen Werte der zugehörigen Brückenspannung (Bereich 3, Werte von Draht2 (Ordinate)) erkennbar ist. In diesem Anströmwinkelbereich (ca. 25°-45°) befindet sich der zurückgesetzte Draht im Nachlaufbereich eines der vorderen Drahthalter (siehe linkes Bild), wodurch im Geschwindigkeitsbereich zwischen 8m/s und 25m/s eine, anhand der Linkskrümmung der Geschwindigkeitslinien identifizierbare Reduzierung der zugehörigen Brückenspannung (Draht1 (Abszisse)) hervorgerufen wird. Mit zunehmender Geschwindigkeit reduziert sich der Einfluss vermutlich durch den schmäler werdenden Nachlauf des störenden Drahtalters. Der störende Einfluss lässt sich anhand einer hier nicht dargestellten zunehmenden Turbulenzintensität der mittels des betroffenen Drahtes ermittelten Geschwindigkeiten feststellen.

Zwar bleibt in dem erwähnten Winkelbereich die Eineindeutigkeit der Zuordnung von Brückenspannungen zu Strömungsgeschwindigkeit und -richtung erhalten, wodurch nach entsprechender Kalibrierung auch Messungen in diesem Bereich möglich sind. Ähnlich zu den Darstellungen bezüglich der Messung in Strömungen transients Richtung und Geschwindigkeit mit der Zylindersonde kann ein unterschiedliches Verhalten des störenden Einflusses der vorderen Drahtalter bei Kalibrierung und Messung jedoch nicht ausgeschlossen werden. Strömungsgeschwindigkeit, Strömungswinkel und insbesondere die ausgewerteten Turbulenzintensitäten entsprechen in diesem Fall nicht denen der eigentlichen Zuströmung. Günstige Sondendrehwinkel befinden sich in jenem Bereich, in dem beide Drähte jeweils unter $45^\circ \pm 20^\circ$ angeströmt werden.

Zur Beurteilung der Messergebnisse wird durch Eintragung der Messdaten im Kalibrierfeld entsprechend den Darstellungen in Abbildung 2.8 überprüft, ob Werte vorliegen, die im Bereich der gestörten Sondenströmrichtungen aufgezeichnet wurden. Die in den beiden Diagrammen

eingetragenen Messwerte stammen von Messungen am Laufradeintritt der Pumpe im Teillastbereich unter verschiedenen Sondendrehwinkeln. Die im linken Diagramm eingetragenen Werte befinden sich vollständig im Bereich ungestörter Sondenströmung, während die Werte im rechten Diagramm unter ungünstiger Anströmrichtung aufgezeichnet wurden.

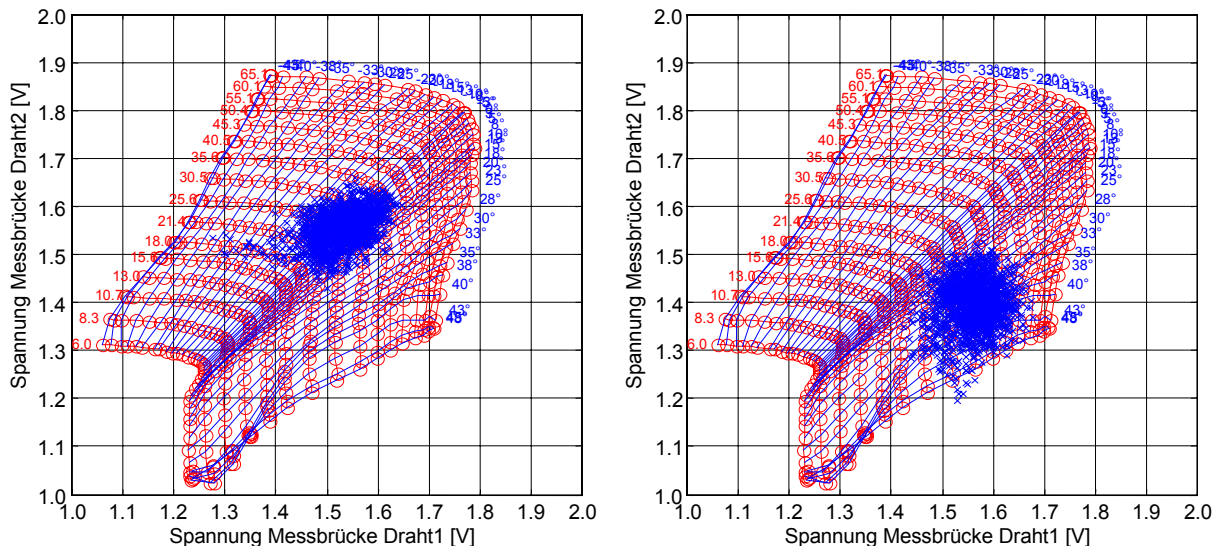


Abbildung 2.8: Eintragung von Messdaten im Kalibrierfeld der Kreuzdrahtsonde

Es fällt auf, dass sich einige Werte im rechten Diagramm außerhalb des Kalibrierfeldes befinden (rechts unten). Diese Erscheinung bestätigt den gegenüber der Kalibrierung veränderlichen Einfluss der transienten Strömung auf die durch den vorderen Drahthalter hervorgerufenen Störungen. Messungen im Bereich der betreffenden Sondenströmrichtungen müssen daher vermieden werden. Durch Voruntersuchungen wurden für die jeweiligen Pumpenbetriebspunkte an allen Messpositionen die zu bevorzugenden Sondendrehwinkel ermittelt. Die gespeicherten Drehwinkel wurden bei den Messungen jeweils entsprechend Betriebspunkt und Messposition automatisch abgerufen und eingestellt.

2.4 Traversierung der Sonden

Zur Ermittlung der Geschwindigkeits- und Druckverteilungen in ausgewählten Messquerschnitten, einschließlich Richtungsinformation der Strömung, ist neben der Drehung der Sonden um ihre Längsachse eine translatorische Bewegung in Richtung der Sondenlängsachse erforderlich. Die Abbildung 2.9 zeigt dazu Bilder der im Rahmen der Untersuchungen entwickelten Sondenverstelleinrichtung. Zum Antrieb werden zwei Präzisions-Stellmotore aus der Modellflug-Technik verwendet, die serienmäßig mit einer Elektronik zur Regelung der Stellposition ausgerüstet sind. Zum Anfahren der erforderlichen Positionen wird lediglich an der seriellen Schnittstelle des Messrechners ein entsprechendes Signal ausgegeben, das ein Mikrocontroller in ein durch die Stellmotore verwertbares pulswidenmoduliertes Signal umwandelt. Dadurch bleibt der Messrechner von Regelungs- und Kontrollaufgaben der Positioniervorgänge befreit und der Aufwand an Mess- und Steuerleitungen ist reduziert.

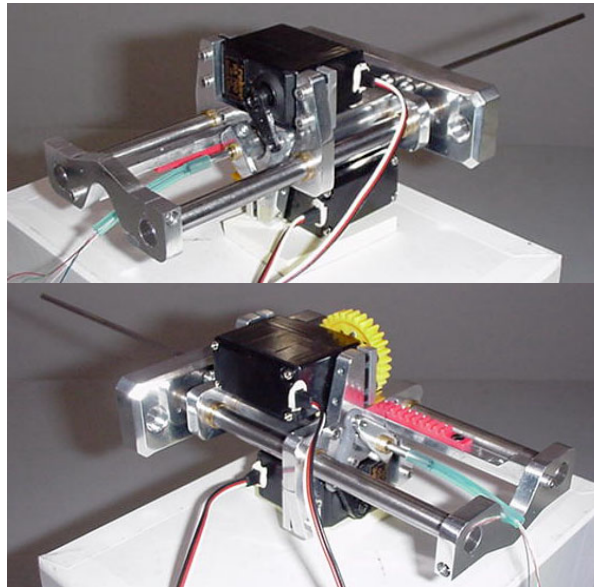


Abbildung 2.9: Sondenverstelleinrichtung mit eingebauter Zylindersonde

Beide Stellmotore sind auf einem Schlitten montiert, der mit Messingbuchsen auf Rundstählen gleitet. Die Übertragung der Stellbewegungen erfolgt über Zahnräder (Drehbewegung der Sonde) bzw. über Zahnrad und Zahnstange (translatorische Bewegung). Die Aufnahme der Sonden erfolgt mittels Klemmung in einer Hohlwelle. Entsprechende Reduzierhülsen ermöglichen dabei eine Anpassung an die unterschiedlichen Durchmesser von Hitzdraht- und Zylindersonde. Eine Vorspannung der Hohlwelle durch eine Torsionsfeder eliminiert das Getriebespiel. Bei den Verstellbewegungen werden die Positionen stets aus der selben Richtung angefahren, so dass auch das Getriebespiel der Längsverstellung durch Ausnutzung der Reibungseffekte ohne Einfluss bleibt. Die Konstruktion ermöglicht ein axiales Verfahren um 60mm und eine Sondendrehung um mehr als 180° . Die Zuordnung von Stellwerten und Sondenpositionen wird mittels einer Winkelskala (Drehbewegung) und eines Messschiebers (Längsbewegung) ermittelt und zum Abruf während der Messungen im Messprogramm in tabellarischer Form hinterlegt. Die Genauigkeit der translatorischen Verstellung beträgt ca. 0.1 mm, die Genauigkeit der Drehung ca. $0^\circ 15'$.

Justage der Nullposition

Zur Ermittlung der Richtungscharakteristik wird die Hitzdrahtsonde in gleicher Weise wie die Zylindersonde bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit schrittweise um ihre Längsachse gedreht und durch Aufzeichnung der gemessenen Spannungswerte jeden Drehwinkels die Maximumposition einer berechneten Näherungsparabel ermittelt.

Die Sonde wird anschließend in der Verstelleinrichtung so ausgerichtet, dass die Position des Maximums mit einer Abweichung von weniger als einigen Zehntel Winkelgraden auf den Stellwert 0° fällt. In einer erneuten Kalibrierung wird anschließend durch die nun verbesserte Symmetrie der Stellwerte rechts und links des Maximums eine noch präzisere Ermittlung der Maximumposition erzielt. Die Reproduzierbarkeit der Positionsbestimmung des Maximums liegt danach im Bereich von $10'$ (Minuten), also ca. 0.2° .

3 Systematische Fehlereinflüsse der verwendeten Sondenmessverfahren

Bei der Unterscheidung systematischer Fehlereinflüsse der verwendeten Sondenmessverfahren sind neben äußeren Einflüssen auf die Messkette das dynamische Übertragungsverhalten und die Wechselwirkungen der Sonden mit der Strömung von Bedeutung. Wie bereits oben beschrieben, wird das dynamische Übertragungsverhalten der Zylindersonde anhand der Ergebnisse von Stoßwellenrohr-Versuchen bezüglich der in der untersuchten Strömung auftretenden typischen Frequenzen und Anstiegszeiten als ausreichend angesehen, gleiches gilt entsprechend Herstellerangaben für die verwendeten Hitzdrahtsonden. Im nachfolgenden Abschnitt wird auf die Sonden-Strömungs-Wechselwirkungen insbesondere in transienter Strömung eingegangen und im zweiten Abschnitt folgt eine Auflistung weiterer sondenspezifischer systematischer Fehlereinflüsse und eine Beurteilung bezüglich deren Korrigierbarkeit.

3.1 Wechselwirkungen zwischen Sonden und Strömung

Bei Sonden-Strömungs-Wechselwirkungen kann prinzipiell unterschieden werden zwischen

- dem Einfluss der Sonden auf die Strömung,
- dem Einfluss der Strömung auf das Messverhalten der Sonden.

Ein Einfluss der Sonden auf die Strömung kann je nach Messquerschnitt auch in stationärer Strömung durch Verdrängungseffekte einen merklichen Einfluss auf die Messergebnisse haben. Im Rahmen der Untersuchungen stehen nachfolgend die Einflüsse transienter Strömungseinflüsse im Vordergrund.

Die Ursache der festgestellten Abweichungen der Ergebnisse der einzelnen Messverfahren untereinander und bei Kontrollen durch Bilanzierung des Volumenstroms werden, zumindest in Verbindung mit den kleinen Abständen der Sonden zum Laufradaustritt (insbesondere aber auch in bestimmten Messquerschnitten, beispielsweise im Spornbereich, wo der Sondendurchmesser ca. $\frac{1}{4}$ der Querschnittshöhe ausmacht), in einer Kombination beider Einflüsse vermutet. Die einzelnen Anteile beider Einflüsse können jedoch nicht quantifiziert werden. Selbst durch Entfernung der Sonden aus der Strömung und Vergleich mit Ergebnissen eines berührungslosen Messverfahrens (z.B. Laser-Doppler-Velocimeter) wäre keine Aussage darüber möglich, ob gefundene Abweichungen Folge eines Einflusses der Sonden auf die Strömung oder eines Einflusses der transienten Strömungserscheinungen auf das Messverhalten der Sonden sind. Aufschluss über die Art der verfälschenden Einflüsse können allein Vergleiche der Ergebnisse von Simultanmessungen der Strömungsgrößenverteilungen mit einem zweiten Messverfahren jeweils mit und ohne Sonde liefern, deren Umfang jedoch ein gesondertes Untersuchungsvorhaben erfordert.

Als Lösungsansatz zur Verbesserung der Genauigkeit von Sondenmessungen wäre eine Kalibrierung in transienter Strömung denkbar, worin jedoch die Auswirkungen des Einflusses der Sonden auf die Strömung nicht enthalten wären. Wie die Ergebnisse der Untersuchungen der

Fehlereinflüsse zeigen, ist die Größe der Abweichungen vom Charakter der transienten Strömungsverläufe (vermutlich vom zeitlichen Zusammenspiel der kombinierten Änderung von Richtung und Größe der Geschwindigkeiten) abhängig, und für jeden Strömungszustand wäre eine Kalibrierung in einer Strömung mit angepassten Transienten erforderlich. Im Rahmen von Strömungsuntersuchungen erscheint es in diesem Zusammenhang nicht sinnvoll, die zu untersuchende Strömung zunächst für eine Kalibrierung ihrem instationären Charakter entsprechend zu simulieren. Es bleibt daher nur die Möglichkeit, unter Akzeptanz der Unzulänglichkeiten von Sondenmessungen in transienter Strömung die Fehlereinflüsse durch eine kritische Betrachtung zu quantifizieren und von den Ergebnissen der unterschiedlichen Sondentypen jeweils nur die am geringsten beeinflussten Strömungsgrößen zu verwenden. Wie bereits oben erwähnt, werden daher von den im Rahmen der Untersuchungen gewonnenen Messergebnissen aus den Eindraht-Hitzdrahtsonden-Messungen die Geschwindigkeiten und Strömungsrichtungen, aus den Kreuzdraht-Hitzdrahtsondenmessungen nur die Turbulenzintensitäten und aus den Zylindersondenmessungen nur die Totaldrücke ausgewertet.

Zur Quantifizierung der Abweichungen infolge der genannten Fehlereinflüsse zeigt die Abbildung 3.1 Vergleiche der Ergebnisse von Messungen mit den drei Sondentypen am frei ausblasenden Laufrad. Dazu ist der aus den mittels der Sondenmessungen bestimmten Geschwindigkeiten und Strömungswinkeln integral berechnete Fördergrad $q_{\text{integriert}}$ über dem mittels Volumenstrommessdüse des Prüfstands bestimmten Fördergrad q aufgetragen (bezüglich der integralen Berechnung des Fördergrades wird auf die nachfolgenden Abschnitte 5, 'Auswertung der dynamischen Messdaten, und 6.1.1, 'Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad' verwiesen). Nach den Gesetzmäßigkeiten der Kontinuität müssten, in Verbindung mit den annähernd gleichen Dichten in den Vergleichsquerschnitten, die Werte der integralen Berechnung mit den mittels der Volumenstrommessdüse bestimmten Werte übereinstimmen und deshalb auf der eingezeichneten gestrichelten Geraden liegen.

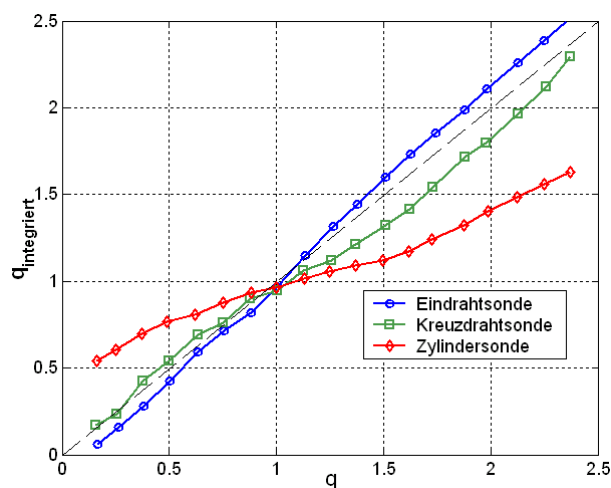


Abbildung 3.1: Kontrolle der Messergebnisse der verwendeten Sondentypen

Wie das linke Diagramm der Abbildung 3.2 zeigt, korrelieren die Verläufe der Strömungswinkel α für die Kreuz- und Eindrahtsonde entsprechend den Zusammenhängen des Geschwindigkeits

dreieckes (kleineres $\alpha \rightarrow$ kleinerer Volumenstrom) qualitativ mit den Verläufen der Fördergrade in Abbildung 3.1 (Schnittpunkt bei $q=1.0$), sodass sich an dieser Stelle Einflüsse der transienten Strömung auf die Werte des ermittelten Strömungswinkels vermuten lassen. Die Auftragung im rechten Diagramm der Abbildung 3.2 zeigt jedoch, dass die Messergebnisse der Kreuzdrahtsonde und der Eindrahtsonde zusätzliche Abweichungen bezüglich der ermittelten Geschwindigkeiten aufweisen, die in gleicher Richtung die Abweichung der Fördergrade erklären können. Infolgedessen lässt sich nicht entscheiden, ob mit einer der beiden Hitzdrahtsondentypen eine der beiden Strömungsgrößen (Richtung oder Geschwindigkeit) richtig bestimmt wurde, und es muss von einer Kombination der Fehler beider Größen ausgegangen werden.

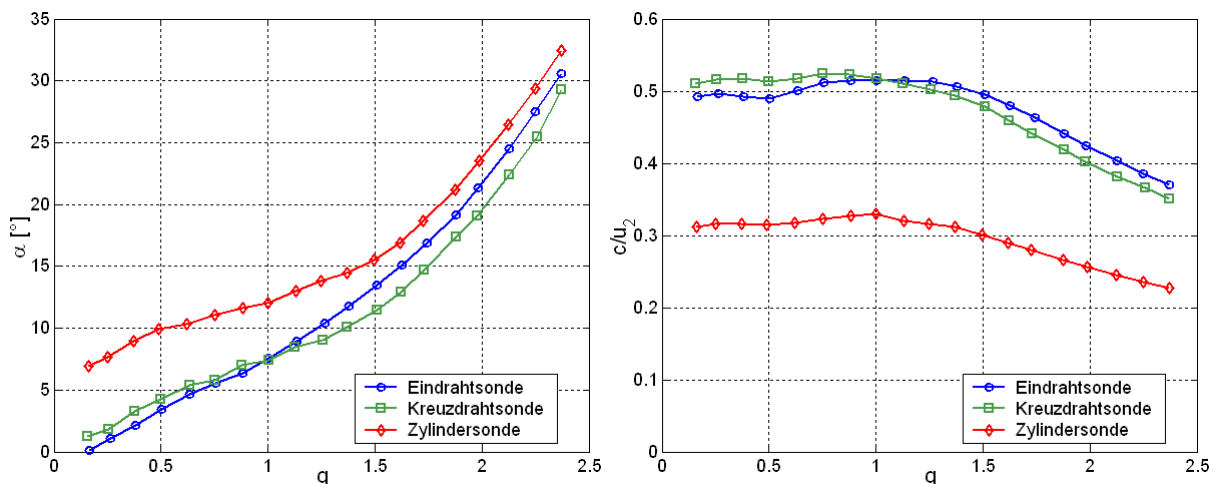


Abbildung 3.2: Vergleich von Messergebnissen der verwendeten Sondentypen

Die Ergebnisse zeigen, dass der mittels der Zylindersondenmessung ausschließlich für $q=1.0$ richtig bestimmte Fördergrad ein Zufallsergebnis aus einer falsch bestimmten Geschwindigkeit in Verbindung mit einem falsch bestimmten Strömungswinkel ist. Im Überlastbereich ($q>1.0$) führen insbesondere die massiven Abweichungen der ermittelten Strömungsgeschwindigkeiten zu den Fehlern der Bilanz. Da die mittels der Messergebnisse der Zylindersonde berechneten Geschwindigkeiten entsprechend den obigen Ausführungen in besonderem Maße von dem unter (gegenüber der Staupunktposition) konstantem Sondenwinkel γ_{st} bestimmten statischen Umgebungsdruck p_{st} abhängen, werden als Ursache der Abweichungen Grenzschichteffekte vermutet, die den Bestimmungswinkel γ_{st} in transienter Strömung verschieben. Bezüglich der Verschiebung des Winkels der Maximalposition sind als Ursache unter Anderem durch den geringen Abstand zwischen Sonde und Laufradschaufelhinterkante hervorgerufene Scherkräfte denkbar, die die Grenzschicht der Sonde nur auf der laufradzugewandten Seite beeinflussen und auf diese Weise eine Asymmetrie der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung hervorrufen. In gleicher Weise hätte ein Druckgradient in radialer Richtung der Strömung eine Verschiebung der Maximumposition zur Folge, allerdings sind die zur Verursachung der gefundenen Winkelabweichungen erforderlichen Druckunterschiede größer als die in der Strömung in radialer Erstreckung der Sonde (3mm) zu erwartenden Druckunterschiede.

3.2 Zusätzliche Fehlereinflüsse

Die nachfolgend aufgeführten zusätzlichen Fehlereinflüsse sind überwiegend in Verbindung mit dem speziellen herstellerspezifischen Sonden- und Messverstärkerverhalten zu sehen. Sie geben daher keine allgemeingültigen Hinweise zu Sondenmessverfahren an sich.

3.2.1 Zylindersonde

Bei den Messungen mit der Zylindersonde wurde bei allen verfügbaren Drucksensoren eine Abhängigkeit der Wandlungswerte von der Sensortemperatur festgestellt. Da der Sensor im Betrieb durch die Speiseleistung eine nicht unerhebliche Eigenerwärmung erfährt, stellt sich während den Messungen eine infolge von Kühlungseffekten strömungsabhängige Gleichgewichtstemperatur ein, die wegen zusätzlicher positionsabhängiger Wärmeströme über die Zylindersondenbauteile nicht genau berechnet werden kann. Zwar lassen sich Korrekturen mit experimentell ermittelten Schätzwerten durchführen, es bleibt dennoch ein systematischer Restfehler.

3.2.2 Hitzdrahtsonden

Der bedeutendste Fehlereinfluss bei den Hitzdrahtsondenmessungen sind Verschmutzungseffekte des Drahtes. Die Intensität der Verschmutzung hängt von den Umweltbedingungen ab und kann nicht vorhergesagt und wegen des unbekannten zeitlichen Verlaufs nur unzureichend korrigiert werden. Zur Identifikation etwaiger Verschmutzungseinflüsse sind Vergleiche der Geschwindigkeitscharakteristika vor und nach einer Messung oder Vergleiche reproduzierter Geschwindigkeitsmessungen am Beginn und Ende einer Messreihe erforderlich. Eine Verschmutzung wird anhand reduzierter Geschwindigkeitswerte erkannt. In seltenen Fällen können auch erhöhte Werte festgestellt werden, wobei hier Selbstreinigungseffekte als Ursache zu vermuten sind. Da ein Aufeinanderfolgen beider Effekte während einer Messung nicht zuverlässig festgestellt werden kann, bleibt ein nicht abschätzbarer Fehler.

Bei der Verwendung einer Messbrückenanordnung wie in Abbildung 2.4 ist die zum Hitzdrahtsondenhalter führende Messleitung der unter Umständen veränderlichen Umgebungstemperatur ausgesetzt. Der temperaturabhängig veränderliche Widerstand der Leitung wirkt sich in diesem Fall verfälschend auf die Messung aus. Da die Lage der Leitung (Verlegung auf dem Boden, frei hängend in der Luft), sowie thermische Trägheitseffekte bei einem Wärmeübergang infolge einer Änderung der Umgebungstemperatur keine genaue Bestimmung der Leiter-temperatur ermöglicht, können keine zuverlässigen Korrekturwerte bestimmt werden.

Zusammengenommen kann anhand von Untersuchungen der durchgeführten Kalibrierungen für beide Sondentypen überschlägig insgesamt ein Fehler von ca. 5% des Messwertes vermutet werden. Da die durch Sonden-Strömungs-Wechselwirkungen und die durch die weiteren genannten Einflüsse hervorgerufenen unbekannten Fehler die Werte der abschätzbaren Fehler teilweise um Größenordnungen übersteigen, wird auf eine klassische Fehlereinflussanalyse bei den dynamischen Messgrößen verzichtet. Es sei jedoch angemerkt, dass die verwendeten Messverfahren bezüglich der durchgeführten Untersuchungen überwiegend dynamischer Effekte und im Hinblick auf die qualitativen Analysen brauchbare Werkzeuge darstellen.

4 Versuchsaufbau und Ermittlung der Betriebsbedingungen

Die Prinzipdarstellung in Abbildung 4.1 zeigt einen Teil des Prüfstands der Radialpumpe.

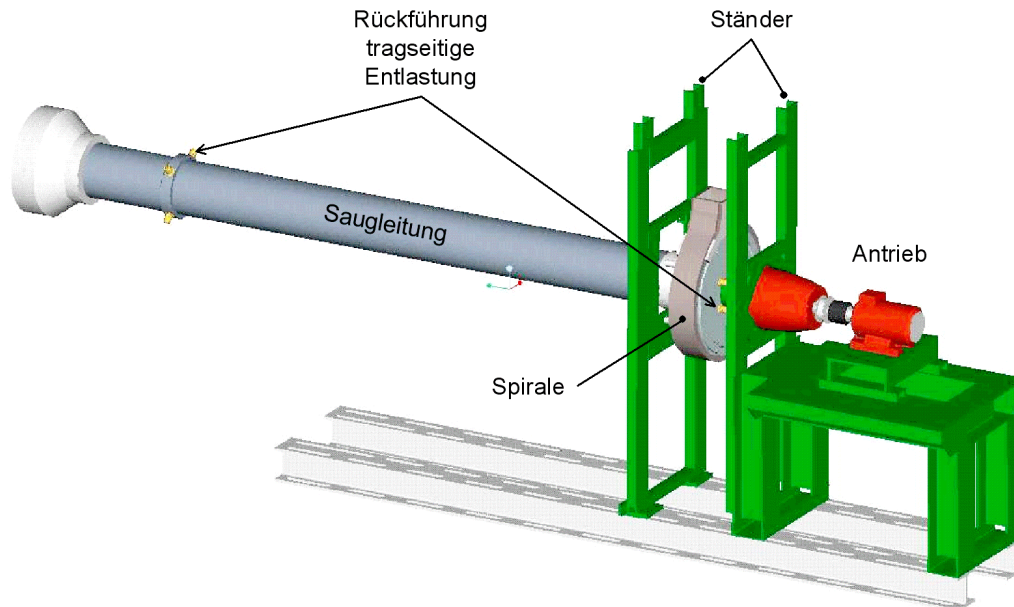


Abbildung 4.1: Prüfstand Prinzipdarstellung

Das Pumpengehäuse ist zwischen zwei Ständern befestigt, die eine beidseitig getrennte Aufhängung ermöglichen. Ein frequenz geregelter Asynchronmotor mit einer Nennleistung von 3,6 kW treibt die Pumpenwelle über eine Bogenzahnkupplung an. Die Lagerung der Pumpenwelle erfolgt durch einen Serien-Pumpenlagerbock. Die Abbildung 4.2 zeigt die Düse zur Volumenstrommessung (1), die elektrisch betätigte Klappe zur Volumenstromregelung (2) und die Beruhigungskammer mit Filter (3). Druckseitig tritt der Luftstrom aus dem Laufrad bzw. der Spirale frei in die Umgebung aus (5).



Abbildung 4.2: Prüfstand (Variante frei abströmendes Laufrad) mit 1:Volumenstrommessdüse, 2:Klappe, 3:Beruhigungskammer, 4:Saugleitung, 5:Pumpe, 6:Antrieb, 7:Messdatenerfassung

Das Laufrad ist ein gefrästes Radialrad mit spezifischer Drehzahl $n_s=26\text{min}^{-1}$ und wurde von der Firma KSB-AG/Frankenthal zur Verfügung gestellt. Es entstammt ursprünglich einer mehrstufigen Anordnung und besitzt deshalb trotz tragscheibenseitiger Dichtspaltfläche keine Entlastungsbohrungen. Für den tragscheibenseitig entlasteten Betrieb kann der tragscheibenseitige Spaltvolumenstrom stattdessen gesondert durch vier Schlauchleitungen auf der Saugseite in ausreichendem Abstand vom Laufradeintritt zurückgeführt werden. Die Rückführung ermöglicht neben dem wahlweise entlasteten/unentlasteten Betrieb eine Bestimmung des tragscheibenseitigen Spaltvolumenstroms. Die Tabelle 4.1 zeigt die Laufradhauptabmessungen und die Nenndaten der Ursprungspumpe.

Geometrie	
Eintrittsdurchmesser	230 mm
Austrittsdurchmesser	405 mm
Austrittsbreite	34 mm
Schaufelanzahl	7
Nenndaten, Betrieb in Wasser	
Drehzahl	1450 min ⁻¹
Volumenstrom	425 m ³ /h
Förderhöhe	50.5 m
Nenndaten, Modellversuch in Luft	
Drehzahl	3000 min ⁻¹
Volumenstrom (nach Ähnlichkeit)	879 m ³ /h
Förderhöhe (nach Ähnlichkeit)	216 m

Tabelle 4.1: Hauptabmessungen und Nenndaten Laufrad

Um gleiche Reynoldszahlen im Luft- wie im Wasserbetrieb zu erreichen, wäre nach Ähnlichkeitsbetrachtungen eine Drehzahl von 22000min^{-1} erforderlich, die aus Gründen der auftretenden Laufradbelastungen nicht erreicht werden kann. Im Hinblick auf die Geschwindigkeitsbereiche, in denen die eingesetzten Sonden mit den am Fachgebiet vorhandenen Kalibriervorrichtungen kalibriert werden können, wurde die Drehzahl auf 3000min^{-1} festgelegt, womit gleichzeitig eine ausreichende Reserve im Hinblick auf Laufradfestigkeit und die zur Verfügung stehende Antriebsleistung eingehalten werden konnte. Zudem stellt die gewählte Drehzahl einen Kompromiss bezüglich der Einhaltung der Mach'schen Ähnlichkeit dar, deren Verletzung mit zunehmender Drehzahl zu einem veränderten Geschwindigkeitsfeld infolge von Kompressibilitätseffekten führen kann.

Während den Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die gleichförmigsten Strömungsgrößenverteilungen im Modellversuch (als Folge des Spiralgehäuseentwurfs) nicht bei dem nach Ähnlichkeitsbetrachtungen ermittelten Volumenstrom von $879\text{m}^3/\text{h}$, sondern bei ca. 80% dieses Wertes ($703\text{m}^3/\text{h}$) auftreten. Numerische Berechnungen im Rahmen des AiF-Forschungsvorhabens 'Numerischer Prüfstand' am Lehrstuhl für Fluidmechanik, Abteilung Hydraulische Maschinen und Anlagen, unter Prof. Dr.-Ing. R. Schilling konnten die Annahme stützen, dass dieser Betriebspunkt dem Bestpunkt der Pumpe entspricht. Für die nachfolgenden Darstellungen wurde daher dieser Volumenstrom als Nennvolumenstrom des Luft-Modellversuchs (Fördergrad $q=1.0$) definiert.

Der Entwurf der zu dem Laufrad passenden Spirale erfolgte durch KSB. Der radiale Querschnitt der Spirale ist zur Vereinfachung der Fertigung jeweils aus geraden Liniensegmenten zusammengesetzt. Die Querschnittszunahme entwickelt sich linear über dem Umfangswinkel. Einen exemplarischen Querschnitt der Spirale zeigt die Abbildung 4.3.

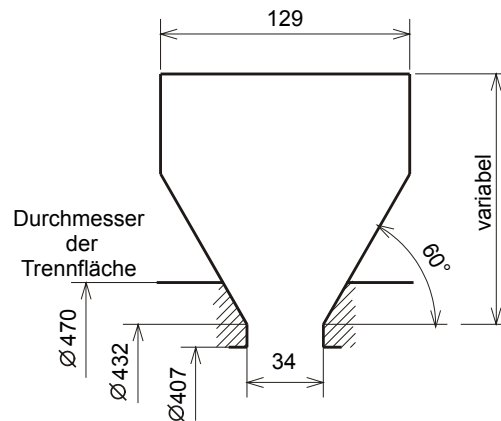


Abbildung 4.3: Querschnitt der Spirale

Zur Reduzierung des Messaufwandes und zur Erzielung einer zusätzlichen Flexibilität bei der Auswahl der Messpositionen für die Geschwindigkeits- und Totaldruckmessungen ist die Spirale um die Pumpenachse drehbar ausgeführt. Während die Sonde mit ihrer Verstelleinrichtung an still stehenden Gehäusedeckeln befestigt bleibt, wird der äußere Teil der Spirale über die Sonde hinweg bewegt. Den detaillierten Aufbau des Spiralgehäuses verdeutlicht die Abbildung 4.4.

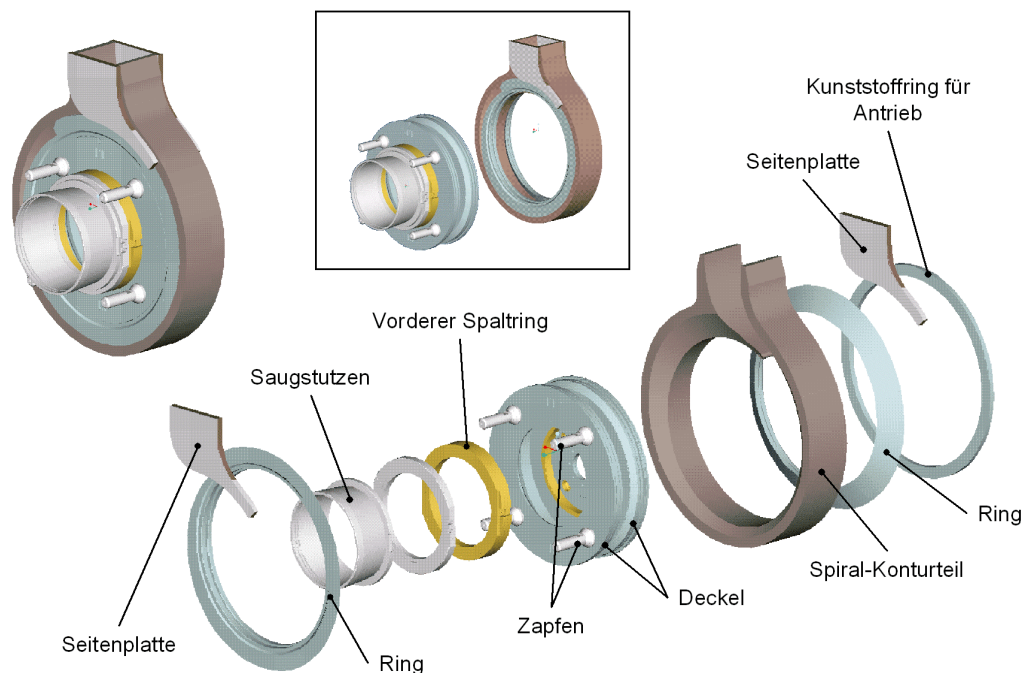


Abbildung 4.4: Aufbau des Spiralgehäuses

Die beiden Gehäusedeckel und die Lagerringe (Ringe) sind aus Stahl gefertigt. Das Spiral-Konturteil und die Seitenplatten bestehen aus Necuron, einem aufgeschäumten Polymer, das sich ähnlich wie Holz bearbeiten lässt, aber annähernd isotrope Eigenschaften besitzt und hinsichtlich Feuchtigkeitseinflüssen auf die Formgebung unempfindlicher reagiert. Für die beiden Spiral

varianten existiert je ein Konturteil, dessen radiale Entwicklung sich entsprechend dem jeweiligen Spornabstand ergibt. Die axial angeschraubten Lagerringe tragen das Konturteil kugelgelagert mit je 230 Kugeln ($\varnothing 6\text{mm}$) auf den Deckeln. Die Abdichtung erfolgt radial durch Filzstreifen. Einen Schnitt der Lagerung zeigt die Abbildung 4.5.

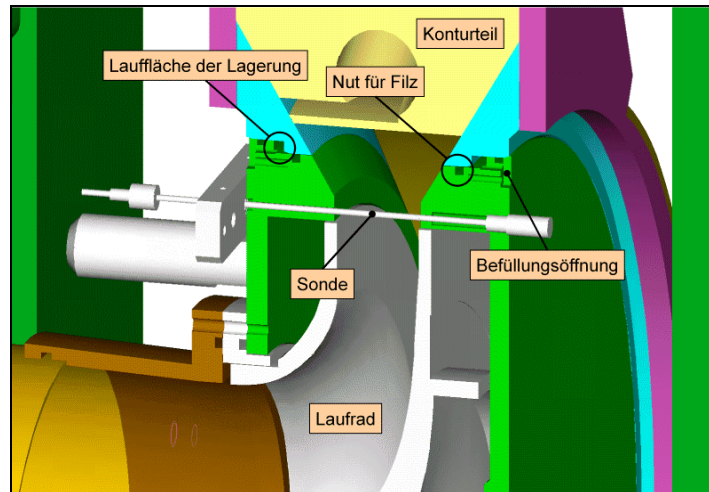


Abbildung 4.5: Lagerung des Spiralgehäuses (Kugeln sind nicht abgebildet)

Die Bestückung mit Kugeln erfolgt nach Montage des Gehäuses unter schrittweiser Drehung der Spirale durch die obenliegenden Befüllungsöffnungen.

Unter Gesichtspunkten des Fertigungs- und Montageaufwands stand bei der Gestaltung der Lagerung die Realisierung einer geometrisch optimalen Lauffläche im Hintergrund. Im Gegensatz zu V-förmigen Laufnuten ermöglicht in diesem Zusammenhang die Aufteilung der Laufflächen in radialer und axialer Richtung neben der einfacheren Herstellung mit leichter einzuhaltenden Fertigungstoleranzen eine vereinfachte Montier- und Demontierbarkeit. Es entsteht infolge der unterschiedlichen Umfangswege an den Berührungspunkten der Kugeln an axialer und radialer Lauffläche zusätzliche Reibung. Aufgrund der großen Verhältnisse der Durchmesser von Laufflächen zu Kugeln konnte die erhöhte Reibung und der damit verbundene erhöhte Verschleiß im Hinblick auf die erforderliche Lebensdauer allerdings vernachlässigt werden.

Der lagerseitige Gehäusedeckel wird durch eine Verlängerung des Lagerbocks getragen, der vordere Deckel wird mit vier justierbaren Zapfen am saugseitigen Ständer (Abbildung 4.1) gehalten. Dabei ermöglichen Muttern mit Radialgelenkpfanne ein verspannungsfreies axiales Ausrichten des vorderen Deckels, während eine radiale Positionierung durch Verschieben der Verschraubungen in den zugehörigen Bohrungen des Ständers erfolgt. Die Ausrichtung der Deckel zueinander erfolgt anhand der Durchgangsbohrungen für die Sonde. Zur Zentrierung des saugseitigen Spaltringes zu dem Laufrad werden dünne Blechstreifen verwendet, die nach dem Festziehen des Spaltringes wieder entfernt werden. Die Verlängerung des Lagerbocks und die Zapfen vergrößern den Abstand zwischen dem Gehäuse und den Ständern, um eine möglichst ungestörte Abströmung am Austritt der Spirale bzw. des Laufrades zu gewährleisten.

Die Konstruktion mit beweglicher Spirale ist nicht nur im Zusammenhang mit den Messungen der dynamischen Strömungsgrößen am Spiralgehäuseeintritt (Laufradaustritt) von Nutzen, sondern ermöglicht auch die Untersuchung der Vorauswirkung der Spirale auf die Umfangsverteilung der Strömungsgrößen am Laufradeintritt, ohne dass die Sondenversteleinrichtung an unterschiedlichen Umfangspositionen des Eintritts montiert werden muss. Ebenso ist durch schrittweise Drehung der Spirale die Umfangsverteilung der Drücke in Radseitenraum und Radialdiffusorteil der Spirale mit einer minimalen Anzahl an Druckmessbohrungen möglich. Eine Montage der beiden Deckel ohne die Spirale ermöglicht außerdem die Messungen am frei ausblasenden Laufrad (vgl. Abbildung 4.6).

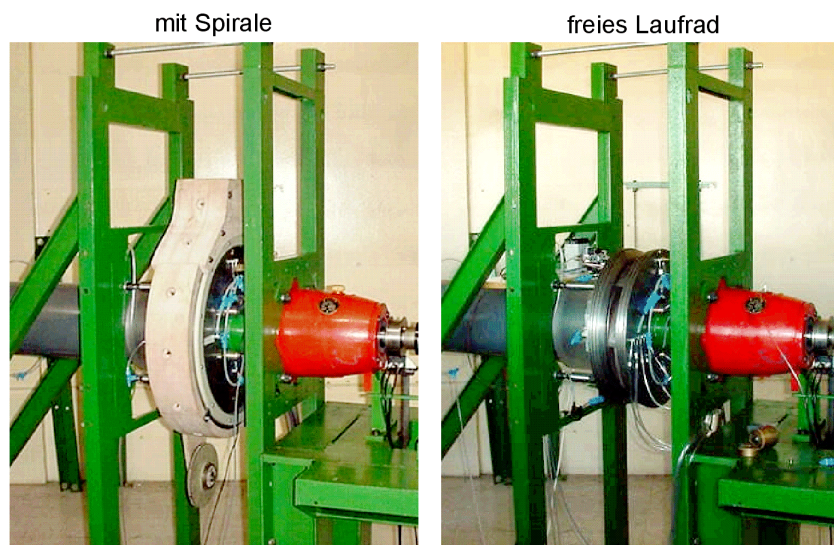


Abbildung 4.6: Prüfstand mit und ohne Spirale

Die Verstellung der Spirale erfolgt mit Getriebemotoren über einen in einem Kunststoffring eingeklebten Zahnriemen. Die Spiralen-Ist-Position wird über ein 10-Gang-Spindelpotenzio­meter erfasst, das sich im Eingriff mit dem Getriebe des Antriebs befindet. Eine Elektronik regelt die über die serielle Schnittstelle des Messrechners vorgegebene Soll-Position, sodass automatische Messungen mit verschiedenen Spiralpositionen durch tabellarische Vorgabe der Stellwerte möglich sind. Die Abbildung 4.7 zeigt ein Foto des montierten Spiralgehäuses.

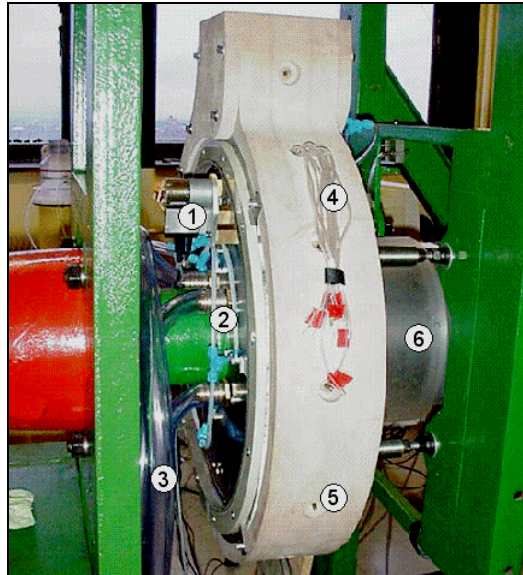


Abbildung 4.7: Spiralgehäuse der Pumpe

Neben dem Antrieb (1), Ringleitungen zur Differenzdruckmessung am Spalt (2) und den Schläuchen der Spaltvolumenstromrückführung (3) sind die Anschlüsse zur Messung der statischen Wanddruckverteilung am Sporn (4) und am Spiralumfang (5) und der Saugstutzen (6) zu erkennen.

4.1 Messung der Betriebszustände und Umgebungsbedingungen

Die Messdatenerfassung erfolgte durch einen PC in Verbindung mit einer Messkarte unter dem Betriebssystem MS-DOS. Alle zu messenden Größen, einschließlich Umgebungsdruck, Umgebungstemperatur und relativer Feuchte, wurden mit Messumformern in Spannungen umgeformt und mit Hilfe der Messkarte zur Speicherung analog/digital-gewandelt. Die Auflösung der Messkarte beträgt 12 Bit. Die Tabelle 4.2 zeigt eine Auflistung der gemessenen Größen und die zugehörige Art der Messumformer. Im Anhang befindet sich eine Liste der Umformer mit Spezifikationen aus Herstellerangaben.

gemessene Größe	Art des Umformer
Differenzdruck Düse	Membran, induktiv, Differenzdruck
Druck Pumpeneintritt	Membran, induktiv, Differenzdruck
Druck Pumpenaustritt	Membran, induktiv, Differenzdruck
Druck Spornkontur	Membran, induktiv, Differenzdruck
Druck Wand Spirale	Membran, induktiv, Differenzdruck
Umgebungsdruck	Membran, piezoresistiv, Absolutdruck
Temperatur Umgebung	Kaltleiter, Widerstandsänderung
Temperatur Austritt	Heißeiter, Widerstandsänderung
Relative Feuchte Umgebung	Feuchtesensor, kapazitiv
Drehzahl	Lichtschranke, Differenzzeit

Tabelle 4.2: Auflistung der gemessenen Größen

4.1.1 Volumenstrommessung

Der Volumenstrom wurde durch Differenzdruckmessung an einer Düse bestimmt. Die Geometrie der Düse wurde nach Angaben der DIN 1952 zur Messung von Volumenströmen an Blenden und Düsen abgeleitet. Der gemessene Differenzdruck an vorgegebenen Positionen vor und hinter der Normgeometrie liefert einen in der DIN-Norm dokumentierten eindeutig zugeordneten Volumenstrom. Als vereinfachte Konstruktion ist die Düse in Abweichung von der DIN-Norm in Form einer aus der Umgebung frei ansaugenden Variante (Abbildung 4.8) ausgeführt. Der Druck vor der Düse entspricht bei dieser Ausführung dem Umgebungsdruck, der Druck hinter der Düse wird an normgerechter Position abgenommen. Die gegenüber der DIN-Norm veränderte Düsenkennlinie wurde im Rahmen von Voruntersuchungen mit Hilfe einer Normblende an einem zweiten Prüfstand gesondert ermittelt.



Abbildung 4.8: Düse zur Volumenstrombestimmung (links im Bild: Antrieb der Drosselklappe)

Zur Einstellung des Volumenstroms während den Messungen ist die aufgenommene Düsenkennlinie im Messrechner hinterlegt. Sie liefert aus der gemessenen Druckdifferenz zusammen mit der aus Temperatur, Umgebungsdruck und Luftfeuchte bestimmten Dichte den zur

Betriebspunkteinstellung unmittelbar am Bildschirm ablesbaren Volumenstrom. Durch elektrische Verstellung der saugseitigen Drosselklappe unter gleichzeitiger manueller Nachregelung der Drehzahl wird der gewünschte Volumenstrom für die Messungen der dynamischen Strömungsgrößen und der Wanddruckverteilungen eingestellt. Bei den Messungen der Förderkennlinien erfolgt die Verstellung der Drosselklappe in vorher festgelegter Schrittweite automatisch vom PC aus.

4.1.2 Dichte der Luft

Bei der Berechnung der Dichte der Luft mit der Gleichung idealer Gase aus Druck und Temperatur ist die relative Feuchte durch Anpassung der individuellen Gaskonstanten berücksichtigt. Während der Versuche wird die relative Feuchte der Umgebungsluft mit einem Sensor erfasst und in eine der relativen Feuchte proportionale Spannung gewandelt.

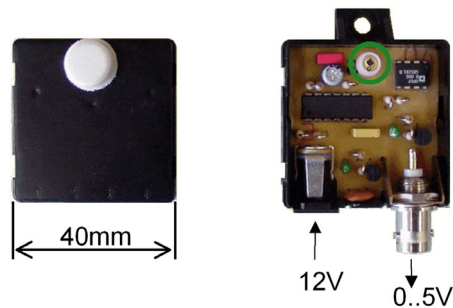


Abbildung 4.9: Messumformer Feuchte

Die Messung der relativen Feuchte beruht auf dem Prinzip der Kapazitätsänderung des im rechten Bild der Abbildung 4.9 eingekreisten Sensors. Die Änderung der Kapazität bewegt sich im pico-Farad-Bereich und verhält sich annähernd linear über dem Wert der relativen Feuchte. Durch Einbindung des Sensors in einen Schwingkreis wird mittels eines Schaltbausteins ein pulswidenmoduliertes Signal erzeugt, dessen verstärkter integraler Spannungswert ein Maß für die relative Feuchte darstellt. Die Kalibrierung des Feuchtigkeits-Spannungs-Verlaufs erfolgt mittels eines Aspirations-Psychrometers.

Der Einfluss der relativen Feuchte auf die Dichte der Luft beträgt unter Umgebungsbedingungen ca. 1‰ bei einer Änderung der relativen Feuchte um 10 Prozentpunkte. Da die elektronische Aufzeichnung keinen zusätzlichen Aufwand während den Messungen bedeutet, wird die relative Feuchte trotz des geringen Einflusses auf die Verbesserung der Messgenauigkeit berücksichtigt.

Unter der Voraussetzung, dass der in der Luft befindliche Wasserdampf nicht innerhalb des Prüfstands auskondensiert (infolge der Umgebungsbedingungen der Versuche stets eingehalten), wurde die individuelle Gaskonstante der Luft für alle dem Düseneintritt nachfolgenden Messquerschnitte als unveränderlich angenommen. Der Bestimmung der Dichte in den Messquerschnitten dienen der statische Druck an Wandbohrungen und die zusätzliche Messung der Temperatur jeweils in Höhe des Messquerschnitts. Weil die infolge Anströmung des Temperatursensors gemessene Temperatur ungefähr der Totaltemperatur der Strömung und nicht

der gesuchten statischen Temperatur entspricht, wurde bei den Auswertungen eine Korrektur in Abhängigkeit von der an entsprechender Position gemessenen mittleren Strömungsgeschwindigkeit durchgeführt.

4.1.3 Drehzählerfassung

Die Drehzählerfassung erfolgt optoelektronisch per Infrarot-Fotodiode und Infrarot-Fototransistor aus einer ausgedienten PC-Maus. Die meisten Fototransistoren aus PC-Mäusen sind bereits so hoch entwickelt, dass im Gegensatz zu im Fachhandel erhältlichen Gabellichtschranken keine weitere Signalkonditionierung erforderlich ist. Zur Erzeugung des Signals an der Lichtschranke dient eine geschlitzte Scheibe (Teilscheibe), die jeweils ein Referenzsignal pro Umdrehung liefert. Das Signal wird an einem digitalen Eingang der Messkarte angelegt und mit dem PC ausgewertet. Der Mittelwert mehrerer zeitlicher Abstände aufeinander folgender Pulse liefert die Drehzahl, wobei Genauigkeiten im Promille-Bereich erzielt werden.

Eine zweite Lichtschranke an einer Scheibe mit sieben am Umfang gleichmäßig verteilten Schlitzen ermöglicht zusätzlich die Referenzierung einzelner Schaufelhinterkanten, wobei jeweils der Einzelpuls der einfach geschlitzten Scheibe bei jeder Umdrehung den Zählbeginn der sieben Schaufeln kurz vor stets der selben Schaufelhinterkante einleitet. Die Abbildung 4.10 zeigt die beiden auf der Antriebswelle montierten Teilscheiben und ein unterhalb befindliches Kunststoffgehäuse mit den Lichtschranken zur Signalgenerierung.

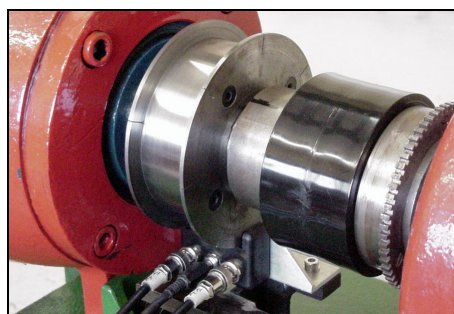


Abbildung 4.10: Drehzählerfassung mit Teilscheiben

Die Detektion der erzeugten Pulse erfolgt durch ein ständiges Abfragen des jeweiligen digitalen Eingangs (Polling). Eine steigende Flanke löst den Messprozess aus. Die Totzeiten zwischen dem Triggerereignis und dem Beginn der Datenaufzeichnung wurden experimentell ermittelt und bei der Auswertung korrigierend berücksichtigt.

4.1.4 Spaltvolumenstrommessung

Zur oben erwähnten Messung des tragscheibenseitigen Spaltvolumenstroms zeigt die Abbildung 4.11 die Spaltvolumenstromrückführung von der Spiralgehäuserückseite (oben links) durch vier Schläuche ($\varnothing 1''$), ein Kunststoffrohr (unten Mitte, $\varnothing 110\text{mm}$) und nachfolgend wieder vier Schläuche ($\varnothing 1''$) in die saugseitige Rohrleitung (oben rechts). Neben der Rohrleitung ist eine herausgenommene Messblende zur Volumenstrombestimmung zu erkennen.



Abbildung 4.11: Spaltvolumenstromrückführung

Nachdem eine Bestimmung des Spaltvolumenstroms durch Messung des Geschwindigkeitsprofils mittels Traversierung einer Hitzdrahtsonde im Kunststoffrohr infolge zu kleiner Geschwindigkeiten nicht zum Erfolg führte, wurde der Volumenstrom mit der erwähnten Blende gemäß DIN1952 ermittelt. Dabei wird der Volumenstrom aus widerstandsbedingten Druckdifferenzen an der in die Rohrleitung eingesetzten Blende in Abhängigkeit Reynoldszahl- und geometrieabhängiger Druckbeiwerte berechnet. Zeitgleich zur Differenzdruckmessung an der Blende wurde für den gesamten Betriebsbereich der Pumpe die Druckdifferenz am tragscheibenseitigen Spalt aufgezeichnet. Aus der Auftragung der mittels Blende bestimmten Volumenströme über der Druckdifferenz am Spalt steht damit eine Kennlinie zur Verfügung, die während aller weiteren Messungen die Berechnung des Spaltvolumenstroms allein aus der aufgezeichneten Druckdifferenz am Spalt (unter Einbeziehung der Dichte) ermöglicht. Zur Reduzierung der Druckdifferenz in der Spaltvolumenstromrückführung konnte die Blende daher abschließend entfernt werden. Der linke Graph in Abbildung 4.12 zeigt den Anteil des tragscheibenseitigen Spaltvolumenstroms aufgetragen über dem Pumpenvolumenstrom.

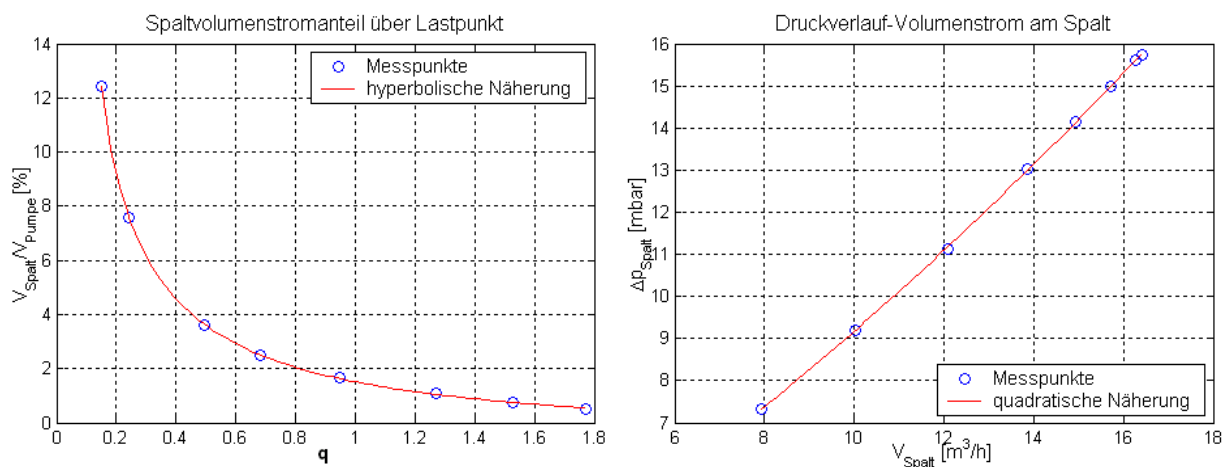


Abbildung 4.12: Spaltvolumenstromanteil und Differenzdruck am Spalt

Im rechten Graphen ist die Kennlinie der Druckdifferenz am Spalt in Auftragung über dem Spaltvolumenstrom zu sehen, deren Umkehrfunktion der Berechnung des Spaltvolumenstroms aus der gemessenen Druckdifferenz am Spalt unter Berücksichtigung der Dichte dient. Der annähernd lineare Zusammenhang lässt auf die annähernd laminaren Strömungsverhältnisse im Spalt schließen.

Durch die Entnahme der Blende nach der Spaltvolumenstrommessung beträgt der verbleibende Druckverlust in der Rückführung vom Austritt des tragscheibenseitigen Spaltes bis zum Laufradeintritt (einschließlich saugseitige Rohrleitung) ca. 40Pa (0,4mbar). Der geringe Anteil des Druckverlustes in der Rückführung, bezogen auf den Gesamtdruckverlust am Spalt ($7\div 16$ mbar, Abbildung 4.12 rechts), erlaubt damit infolge der annähernd gleichen Druckdifferenzen und Spaltgeometrien eine näherungsweise Übertragung des ermittelten Spaltvolumenstroms auf den Spaltvolumenstrom des deckscheibenseitigen Spaltes.

4.2 Kalibrierung der Messumformer

Bei fehlenden Herstellerangaben oder verbesserungsfähiger Genauigkeit wurden die Messumformer am Fachgebiet gesondert kalibriert. Das betrifft alle Druckaufnehmer einschließlich des dynamischen Druckaufnehmers der Zylindersonde, sowie die Messumformer zur Messung der relativen Feuchte. Bezüglich der Temperaturaufnehmer zeigen Fehlerbetrachtungen im Zusammenhang mit den im Rahmen der Untersuchungen geforderten Aufgaben, dass die herstellerseitigen Kalibrierungen ausreichende Genauigkeiten bieten. Die Genauigkeit der Kalibrierung der Feuchtigkeits-Messumformer ist in Verbindung mit dem bereits erwähnten geringen Einfluss auf die Bestimmung der Dichte ebenfalls von untergeordneter Bedeutung, sodass die Vorgehensweise bei der Kalibrierung sowie die Auswertung und Verwendung der Ergebnisse nachfolgend am Beispiel der Druckmessumformer erläutert wird.

Aufgrund der an beiden Prüfständen zu messenden Druckdifferenzen konnte zur Kalibrierung aller Druckaufnehmer ein Betz-Manometer mit einem Druckbereich von 400mmWS ($\approx 40\text{Pa}=40\text{mbar}$) verwendet werden. Den prinzipiellen Aufbau zeigt die Abbildung 4.13.

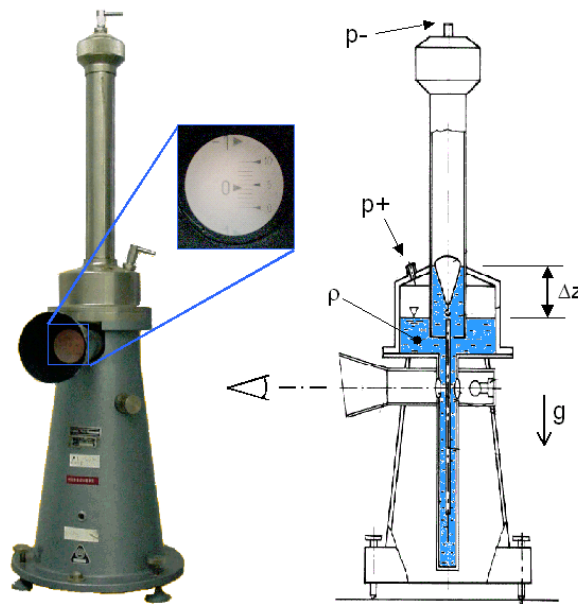


Abbildung 4.13: Funktionsprinzip Betz-Manometer

Die zu messende Druckdifferenz erzeugt einen Höhenunterschied Δz an einer Wassersäule (zur Messung größerer Druckdifferenzen wurden ehemals Geräte mit Quecksilberfüllung verwendet), der über eine Vergrößerungsoptik an einem mit dem höheren Pegel aufschwimmenden Glasmaßstab in der Einheit 'mm' (Teilstriche: 0.1mm) abgelesen wird. Je nach Richtung der zu messenden Druckdifferenz kann entweder der höhere Pegel mit Unterdruck oder der niedrigere Pegel mit Überdruck beaufschlagt werden. Dazu besitzt das Manometer einen positiven ($p+$) und einen negativen ($p-$) Druckanschluss. Die Umrechnung der Höhendifferenz in eine Druckdifferenz (Δp) erfolgt über Erdbeschleunigung g und Dichte ρ gemäß $\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta z$. Vor jeder Messung muss der Nullpunkt durch Verschiebung des inneren Tauchrohrs über eine Rändelmutter manuell eingestellt werden. Infolge von Benetzungseffekten an den inneren Oberflächen wird eine wiederholte Einstellung mit mehrmaliger Bewegung der Wassersäule erforderlich. Bei präzisen Kalibrierungen muss die Temperaturabhängigkeit der Dichte berücksichtigt werden (Druckabhängigkeit der Dichte und Ortsabhängigkeit der Erdbeschleunigung können im Vergleich zum Temperatureinfluss vernachlässigt werden), obwohl im Betz-Manometer keine gesonderte Einrichtung zur Temperaturmessung der Flüssigkeit vorhanden ist.

Zur Reduktion von Fehlerquellen wurden bei den Kalibrierungen grundsätzlich immer die gesamten Messketten (Umformer, Leitungen und Messkarte) kalibriert und anschließend die elektrischen Verbindungen zwischen den Aufnehmern und der Messkarte sowie die Zuordnung der Messkanäle an der Messkarte nicht mehr geändert. Eine Aufzeichnung der ausgegebenen Spannungswerte der Messkarte über den am Betz-Manometer eingestellten Druckdifferenzen liefern die in den oberen Diagrammen der Abbildung 4.14 dargestellten annähernd linearen Zusammenhänge. Die unteren Diagramme zeigen die auf den vollen Messbereich ('FS': Full Scale) bezogenen Abweichungen der Messwerte von einer linearen und einer quadratischen Ausgleichskurve der Messpunkte für zwei Druckaufnehmer unterschiedlicher Hersteller.

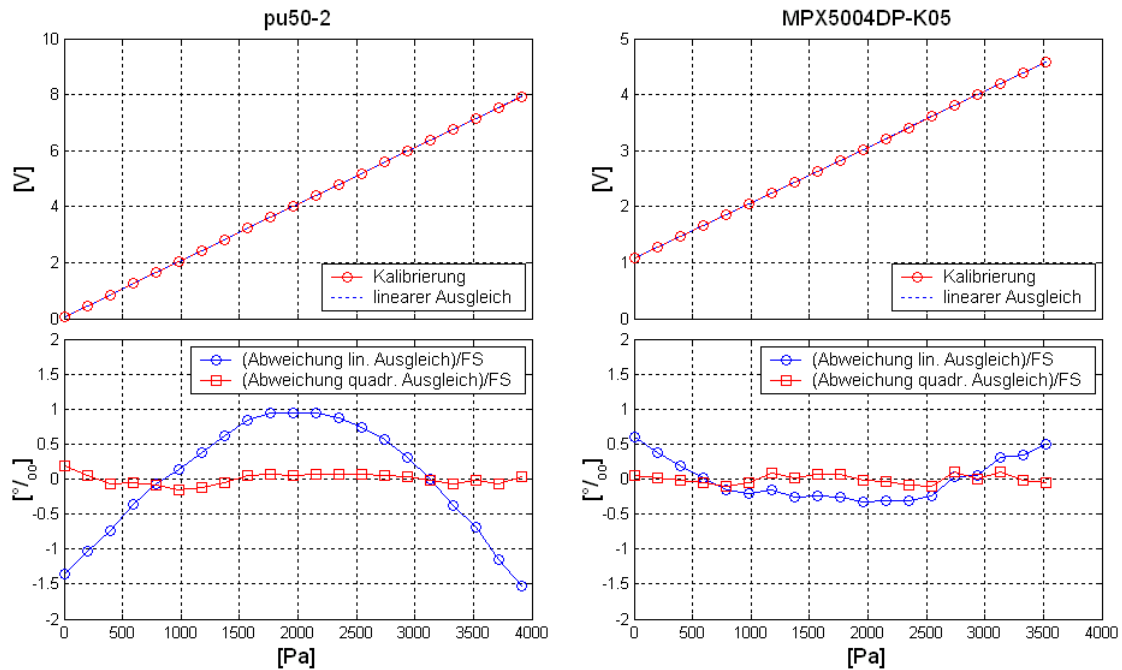


Abbildung 4.14: Korrektur der Nichtlinearitäten der Messumformer

Die Darstellungen zeigen, dass der quadratische Ausgleich dem nichtlinearen Verhalten (hervorgerufen durch nichtlineare Membranverformung und/oder Mess- und Verstärkerelektronik) besser Rechnung trägt als der lineare Ausgleich. Entgegen den Herstellerangaben, die stets nur Steigung und Nullpunkt eines linearen Ausgleichs in Verbindung mit einer Prozentangabe der Nichtlinearität angeben, werden bei den Auswertungen zur Erhöhung der Genauigkeit die Drücke aus den gemessenen Spannungen über die Koeffizienten des quadratischen Ausgleichs der Kalibrierdaten berechnet.

Als wesentliche Fehlerursachen bei den Messungen der Drücke sind der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Messumformer, die zeitliche Drift der Messumformer, der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Kalibriervorrichtung (Betz-Manometer), Fehler bei der Nullpunkt-Einstellung der Kalibriervorrichtung und Ablesefehler bei der Kalibrierung zu nennen. Der Reduktion des Einflusses der Umgebungstemperatur auf die Messumformer ist bei den im Rahmen des Forschungsvorhabens verwendeten Druckaufnehmern bereits herstellerseitig durch entsprechende elektronische Kompensationseinrichtungen Rechnung getragen. Dem Einfluss einer zeitlichen Drift wurde durch wiederholte Kalibrierung innerhalb entsprechend kurzer Zeiträume entgegengewirkt. Um den Temperatureinfluss auf die Dichte des Wassers im Betz-Manometer zu berücksichtigen, wurde zu jeder Kalibrierung die Umgebungstemperatur bestimmt, die bei ausreichend langer zeitlicher Konstanz annähernd der Temperatur des Wassers entspricht. Da trotzdem kleinere Differenzen nicht ausgeschlossen werden können, wurden wiederholte Kalibrierungen gleicher Messumformer miteinander verglichen. Die auf dieser experimentellen Basis ermittelten Unterschiede lassen auf erreichbare Genauigkeiten von ca. 4Pa (0.04mbar) schließen. Darin sind ebenfalls die Einflüsse der Hysterese-Effekte, einer fehlerbehafteten Nullpunkteinstellung und der Ablesefehler enthalten.

5 Auswertung der dynamischen Messdaten

In den Abschnitten 2.1 und 2.2 zur Erläuterung der Messverfahren mit Zylinder- bzw. Hitzdrahtsonde wurde gezeigt, dass zur Ermittlung von Totaldruck, Geschwindigkeit und Strömungsrichtung eine Auftragung von Messwerten über definierten Sondendrehwinkeln erforderlich ist, deren Ausgleichskurve in Form einer Parabel mit Maximumposition und Maximalwert die gesuchten Größen liefert. Entgegen der dort beschriebenen Kalibrierung mit konstanten Strömungsgrößen ergeben sich bei Messungen in der Strömung einer Turbomaschine mit zeitlich wechselnder Richtung und Geschwindigkeit zu jedem Sondendrehwinkel gleichermaßen zeitlich veränderliche Messwerte. Eine zeitliche bzw. laufradwinkelzugeordnete Auflösung der Strömung erfordert daher eine Umschichtung der zu allen Sondendrehwinkeln aufgezeichneten instationären Daten. Die dazu erforderlichen Schritte und Sonderverfahren bei hochgradig instationären Strömungserscheinungen, wie sie beispielsweise im Spornbereich der Pumpe bei Teil- und Überlastbetrieb auftreten, werden im nachfolgenden Abschnitt beschrieben.

Für die Messungen mit Kreuzdraht-Hitzdrahtsonde sind keine aufwändigen Verfahren erforderlich, da Strömungsgeschwindigkeit und -richtung in einem Messschritt erfasst werden. An dieser Stelle sei daher auf die Ausführungen des Abschnitts 2.3, ('Querangeströmte Kreuzdraht-Hitzdrahtsonde' S.3ff) verwiesen.

Der zweite Abschnitt beschreibt ein Verfahren, mit dem aus den zu jeder Position der Spirale berechneten instationären Strömungsgrößenverteilungen eine instationäre Verteilung der Größen entlang des Gesamtumfangs des Spiralgehäuse- und Laufradeintritts auch an Positionen interpoliert werden kann, an denen keine Messungen durchgeführt wurden. Dieses Verfahren liefert die wesentliche Grundlage zur Interpretation der instationären Strömungszustände in der Pumpe im Abschnitt 8.

5.1 Berechnung laufradwinkelzugeordneter Strömungsgrößenverteilungen

Bei jeder Messung der instationären Strömungsgrößen löst der mittels Lichtschranke an der geschlitzten Scheibe zur Drehzahlerfassung erzeugte elektrische Puls (nach Freischaltung durch das Messprogramm) eine Aufzeichnung zeitlich äquidistanter Messwerte aus, deren Zeitschrittweite zusammen mit der Laufradumfangsgeschwindigkeit eine laufradumfangswinkelbezogene Zuordnung der Einzelwerte ermöglicht. Der Aufzeichnungszeitraum bleibt dabei auf einen so kurzen Zeitraum beschränkt, dass die Zuordnung der Messwerte zu den Laufradpositionen stets mit ausreichender Genauigkeit reproduzierbar und von Drehzahlschwankungen nur unmerklich beeinflusst bleibt.

Zur Berechnung der Messgrößen an den äquidistanten Stützstellen ω_i einer einzelnen Laufradteilung werden durch Mittelwertbildung sowohl Werte verschiedener Teilungen ('ensemble-averaging'), als auch Werte mehrerer Laufradumdrehungen herangezogen. Dazu zeigt die Gleichung (5.1) die umdrehungsbezogene Mittelwertbildung der während N Umdrehungen zu jeweils M Teilungen auflaufenden Messwerte $U''_{m,n}$ (beispielsweise als Brückenspannungen U einer Eindraht-Hitzdrahtsondenmessung):

$$U'_m = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U'_{m,n}, \quad (5.1)$$

und die Gleichung (5.2) zeigt die verwendete Formel zur anschließenden Mittelwertbildung der laufadteilungszugeordneten Messwerte U_i aus dem Zwischenergebnis U'_m :

$$U_i = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M U'_{(m-1)I+i}, \quad i = 1 \dots I, \quad (5.2)$$

worin I die Anzahl der pro Laufadteilung gemessenen Werte ist. Zur Reduktion der zu speichernden Datenmenge erfolgt die erste Mittelung (nach Gleichung (5.1)) durch den Messrechner während den Messungen.

Je nach Streuung der Daten (abhängig von der Intensität der Turbulenz sowie zusätzlichen anlagenbedingten instationären Effekten) wurden während 10 bis 200 Umdrehungen (Wiederholungen N) zu jedem Triggerpuls Messwerte von vierzehn Teilungen (M) aufgezeichnet. Die Wiederholungsanzahlen wurden dazu in Tabellen hinterlegt und während den Messungen lastpunkt- und positionsabhängig abgerufen, wobei die Unterscheidungstiefe für eine möglichst große Zeitersparnis über Lastpunkt und Spiralpositionen bis hin zu den Breitenpositionen der Messquerschnitte (zur gesonderten Behandlung der Wandbereiche) reicht.

Dynamische Strömungsgrößen wurden verteilt über der Breite von Messquerschnitten am Laufad- und Spiralgehäuseeintritt zu verschiedenen Spiralpositionen aufgezeichnet (vgl. Abschnitt 6.3, 'Verteilungen instationärer Strömungsgrößen', S.3ff). Zeitlich aufgelöste Verläufe der Geschwindigkeits-, Druck- und Winkelverteilungen zu allen Breitenpositionen y_k des Messquerschnitts (Höhe h am Laufadeintritt, Breite b am Laufadaustritt) an allen Spiralpositionen ε_l ergeben sich durch entsprechende Sortierung der unter verschiedenen Sondendrehwinkeln γ_j aufgezeichneten Messwerte nach gleichen Winkelpositionen einer Laufadteilung ω_i . Dadurch lassen sich Richtungscharakteristika (Parabeln) aus den Messwerten gleicher Laufad-Querschnittsbreiten- und Spiralpositionen, aber verschiedener Sondendrehwinkel zusammensetzen. Als Beispiel seien die zu einem festen Betriebspunkt der Pumpe aufgezeichneten Messdaten U genannt, deren diskrete Werte sich mit einer den Messpositionen $(\omega_i, \gamma_j, y_k, \varepsilon_l)$ entsprechenden Indizierung als vierdimensionale Matrix ergeben:

$$U = U_{i,j,k,l}, \quad (5.3)$$

sodass sich die sondendrehwinkelzugeordneten Spannungswerte einer ausgewählten Messposition $(\omega_{i^*}, y_{k^*}, \varepsilon_{l^*})$ zu

$$U_j = U_{i,j,k,l} \Big|_{i^*,k^*,l^*} \quad (5.4)$$

selektieren lassen und in Auftragung über dem Sondendrehwinkel γ_j die erforderliche (momentane/instationäre, örtliche) Richtungscharakteristik ergeben (vgl. Abbildung 5.4, links).

Im Diagramm der Abbildung 5.1 sind sämtliche Richtungscharakteristika entlang einer vorbeieilenden Laufradteilung (ω_i) für eine ausgewählte Breiten- (y_{k^*}) und Spiralposition (ε_{l^*}) dargestellt. Ein Schnitt parallel zur 'γ Sonde'-Achse bei einer konstanten Teilungsposition in diesem Diagramm ergibt den genannten einzelnen Verlauf einer laufradwinkeltzugeordneten Richtungscharakteristik. Die hervorgehobene Linie verfolgt die Maxima aller Richtungscharakteristika und damit den instationären Verlauf der Strömungsrichtung entlang der vorbeidrehenden Laufradteilung.

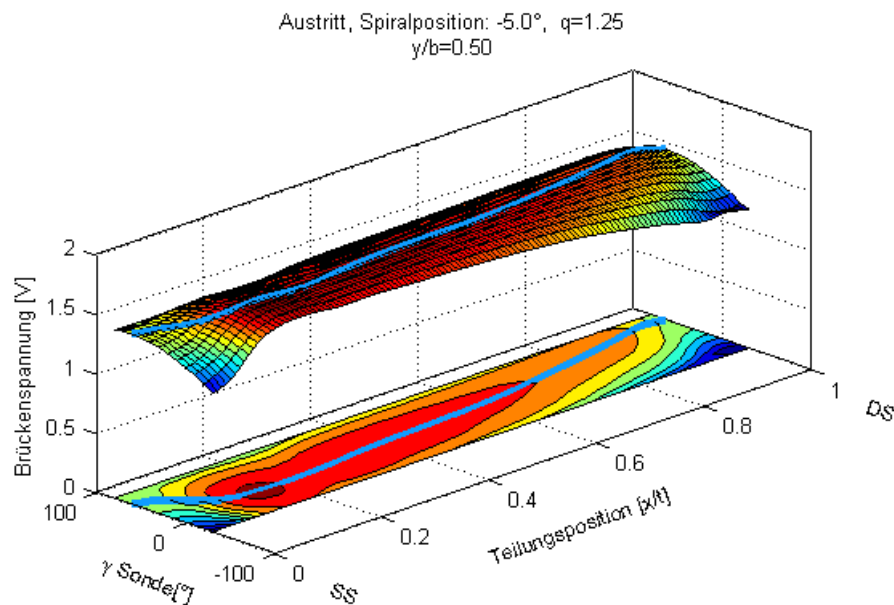


Abbildung 5.1: Dynamischer Strömungswinkel und dessen Bestimmung

Die Vorzeichenwahl der Sondendrehrichtung γ erfolgt dabei gemäß Abbildung 5.2 so, dass sich daraus direkt der Winkel der Strömungsrichtung α ergibt.

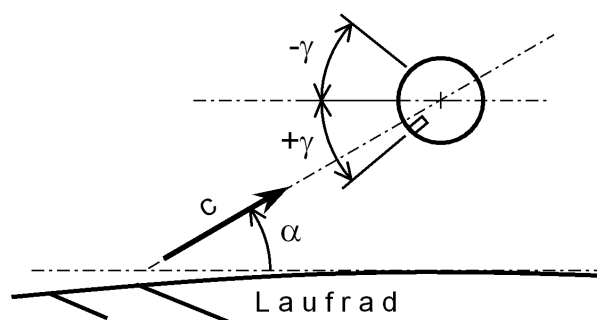


Abbildung 5.2: Orientierung der Sondendrehwinkel

Eine Auftragung der Maximum-Verläufe aller Breitenpositionen über der Messquerschnittsbreite (y/b) ergibt eine Strömungswinkelverteilung an der Umfangsposition des Spiralgehäuseeintritts entsprechend Abbildung 5.3 in Form eines Zeitschriebs, in dem die Achse der Teilungspositionen

einer Zeitachsenlänge der Dauer einer vorbeilaufenden Teilung entspricht. Zur Zuordnung von Betriebszustand, Messpositionen und Verteilung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt wird auf Abschnitt 6 ('Beschreibung der Messergebnisse, S. 3 ff) verwiesen. Jede Stützstelle der Auftragung (in Abbildung 5.3: 17x119 Werte) ist entsprechend den Erläuterungen das Ergebnis der Auswertung einer einzelnen Ausgleichsparabel der umgeordneten Messdaten ($U_j=f(\omega_i)$).

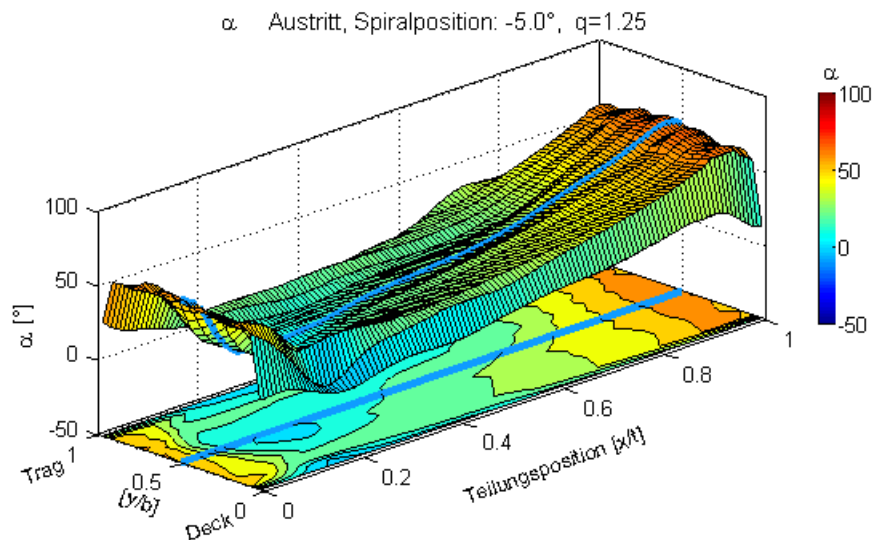


Abbildung 5.3: Dynamischer Strömungswinkel und dessen Bestimmung

Für Darstellungen der Totaldrücke (Zylindersonde) oder Geschwindigkeiten (Eindraht-Hitzdrahtsonde) werden die den Maximumpositionen der Parabeln zugeordneten Werte aufgetragen. Nur die Maximumpositionen (Strömungsrichtungen) und die Maximalwerte (umgerechnet in Totaldrücke bzw. Geschwindigkeiten) der Parabeln dienen der Darstellung dieser Messergebnisse, während alle anderen dazu erforderlichen Messdaten keine weitere Verwendung finden können.

Die Bestimmung der Maximumposition einer einzelnen Charakteristik erfolgt iterativ, indem mit dem größten Messwert beginnend eine symmetrisch um diesen Wert gebildete Parabel ein neues Maximum als neuen Ausgangswert liefert, bis die Unterscheidung zweier aufeinanderfolgender Werte einen vorgegebenen Grenzwert unterschreitet oder eine vorgegebene Anzahl an Iterationen erreicht ist. Dazu zeigt das linke Diagramm in Abbildung 5.4 exemplarisch eine Richtungscharakteristik.

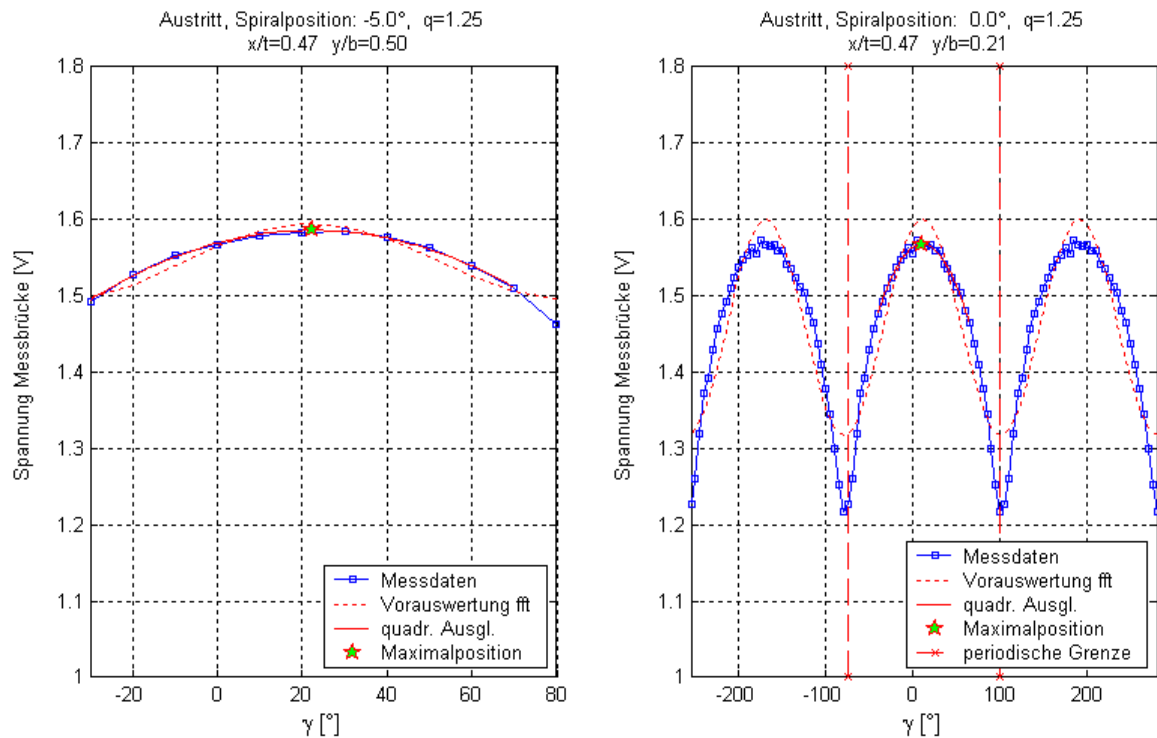


Abbildung 5.4: Einfache Richtungscharakteristik und periodische Erweiterung

Bei einigen Betriebspunkten ergeben sich insbesondere im Spornbereich der Pumpe teilweise Änderungen der Strömungsrichtung außerhalb des eigentlichen Verstellbereichs der Sonde. In diesen Fällen wird bei den Messungen mit der Eindraht-Hitzdrahtsonde ein Verstellbereich von 180° gewählt. Unter der Annahme gleicher Richtungscharakteristik der Sonde bei Anströmung aus entgegengesetzter Richtung (dem muss durch eine sorgfältige Auswahl der Sonde hinsichtlich Drahtform und Kalibriercharakteristik Rechnung getragen werden) können die charakteristischen Verläufe, wie in Abbildung 5.4 rechts und in Abbildung 5.5 dargestellt, 180°-periodisch fortgesetzt werden. Da die Charakteristika in diesen Fällen nun mehrere Maxima besitzen, dient jeweils die Maximumposition der vorhergehenden Auswertung als Startwert zur Iteration der nächsten Teilungsposition. Der Strömungswinkel wird auf diese Weise gewissermaßen entlang der Teilungsposition verfolgt. Dabei ist wichtig, dass die ermittelte Maximumposition der ersten Laufradumfangswinkelposition einen Wert liefert, der sich in einem sinnvollen Strömungswinkelbereich befindet. Bedingt durch die Referenzierung des Startpulses der Messung auf die Position der Schaufelhinterkante, befinden sich an der ersten Laufradumfangswinkelposition Messdaten aus dem Bereich der Schaufelnachlaufströmung, deren Richtung bekanntlich von der mittleren Strömungsrichtung stärker abweichen kann. Je nach Streuung der Werte des Schaufelnachlaufbereichs werden die Werte für die Auswertungen der Richtungscharakteristiken daher bedarfsweise entlang der Teilungsposition verschoben, um einen sinnvollen Startwert für die Position des Maximums zu erhalten. Exemplarisch stellt sich dieser Fall in Abbildung 5.5 dar, in der die Messdaten der Nachlaufströmung (kleinere Werte) nach der Verschiebung im Bereich der Teilungspositionen 0.4-0.6 identifiziert werden können.

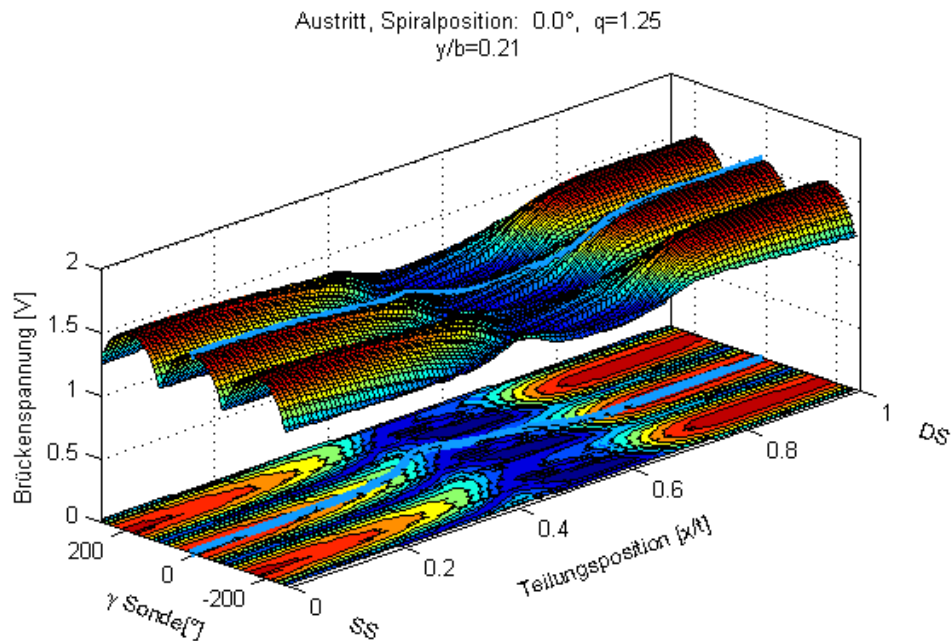


Abbildung 5.5: Periodische Erweiterung der Auswertung

Zu Beginn der Auswertung an der neuen Teilungsposition Null wird damit der richtige Startwert als Maximum der Winkelwerte im Bereich von -90° bis $+90^\circ$ gefunden. Nach der Auswertung werden die gefundenen Maxima entsprechend ihrer ursprünglichen Teilungsorientierung wieder zurück verschoben.

Für einige Sonderfälle mit besonders hoher Turbulenz und zusätzlichen anlagenbedingten instationären Erscheinungen kann die beschriebene Fortpflanzung der Auswertung in Umfangsrichtung nicht lückenlos mit der iterativen Maximalwertfindung durch Ausgleichsparabeln allein durchgeführt werden. Ein falsch bestimmter Maximalwert einer einzelnen Parabel führt unter Umständen zum Sprung der nachfolgenden Werte um eine 180° -Periode und hat anschließend Unstetigkeiten im Winkelverlauf, sowohl in Umfangs- wie in Axialrichtung, für alle weiteren Daten zur Folge. Bei den Berechnungen wird daher eine Vorauswertung durchgeführt, bei der nur die ersten Harmonischen einer Fourier-Transformation, gewissermaßen als Tiefpassfilter des Verlaufs, die periodische Richtungscharakteristik annähern (vgl. Abbildung 5.4 rechts sowie Abbildung 5.6, Linien 'Vorauswertung'). Die gefundenen Maxima haben aufgrund der Filterung einen ausgeglichenen Verlauf entlang der Teilungsposition und dienen der oben dargestellten iterativen Maximalwertfindung als Korrekturansatz: Weicht einer der gefundenen Werte der Iterationen zu stark vom Vorhergehenden ab, so dient bei der nächsten Teilungsposition der Maximalwert der tiefpass-gefilterten Näherung als neuer Startwert.

Trotz aufwendiger Verfahren sind an bestimmten Positionen in einigen Betriebspunkten nur mit größeren Anzahlen von Wiederholungen stetige Winkelverläufe zu erzielen. In diesen Fällen treten an einigen Punkten asymmetrische Richtungscharakteristika, wie in Abbildung 5.6 links, und in einigen Sonderfällen sogar Verläufe mit zwei relativen Maxima, wie in Abbildung 5.6 rechts, auf.

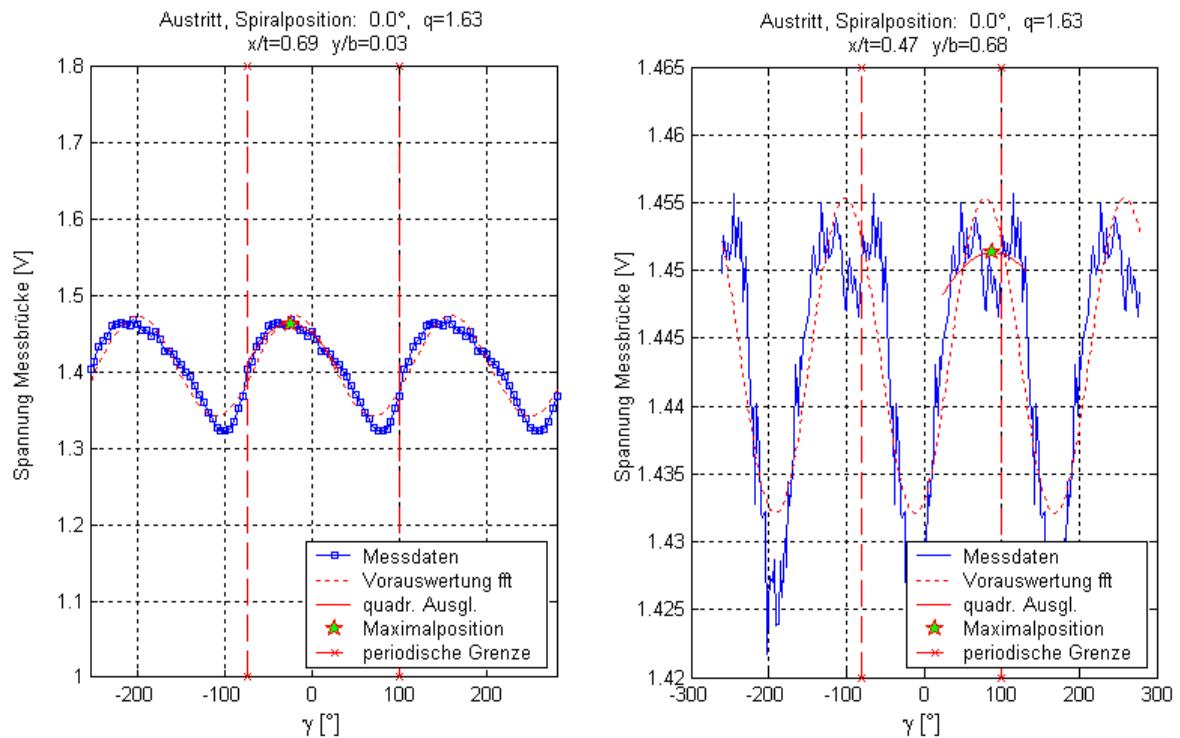


Abbildung 5.6: Ausgewählte Richtungscharakteristika von Sonderzuständen der Strömung

Diese physikalisch nicht sinnvollen Verläufe können unter der Annahme erklärt werden, dass zwei oder mehr wechselweise auftretende instabile Strömungszustände mit Änderung von Richtung und Geschwindigkeit existieren. Infolge der durchgeführten Mittelung der Werte über einen längeren Zeitraum sind die resultierenden Richtungscharakteristika dann eine Mischung aus verschiedenen Zuständen, was zu den in der Abbildung 5.6 dargestellten Ergebnissen führen kann.

Weil derartige Änderungen der Strömungszustände einen chaotischen Charakter besitzen, können die zugehörigen Werte der wechselweise auftretenden Strömungszustände nicht nach logischen Kriterien (beispielsweise zeitliche Umsortierung) voneinander getrennt werden. Auf eine zuverlässige Bestimmung des Strömungswinkels mittels Eindraht-Hitzdrahtsonde muss in diesen wenigen Fällen verzichtet werden. Im Gegensatz dazu liefert die Kreuzdrahtsonde durch die simultane Aufzeichnung der Werte beider Drähte stets einen berechenbaren momentanen Strömungswinkel, befreit von Einflüssen der Mittelwertbildung wechselnder Strömungszustände. Sofern der oben beschriebene störende Einfluss der vorderen Drahthalter der Kreuzdrahtsonde mit ausreichender Sicherheit ausgeschlossen werden kann, wurden in den betreffenden Fällen die Winkelwerte der Hitzdrahtsonde durch die Ergebnisse der Kreuzdrahtsondenmessungen ersetzt. Der ermittelte Strömungswinkel ist dabei der Mittelwert der Strömungswinkel der wechselnden Strömungszustände.

5.2 Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen

Zur Untersuchung dynamischer Strömungsgrößenverteilungen entlang des gesamten Spiralumfangs werden auch Daten in den Bereichen zwischen den angefahrenen Messpositionen benötigt. Zur Erläuterung der dafür durchgeführten Interpolation zeigt die Abbildung 5.7 im oberen Diagramm exemplarisch für den Fördergrad $q=0.5$ die Verteilungen der auf die Laufradumfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser u_2 bezogenen Absolutgeschwindigkeit c am Spiralgehäuseeintritt entlang den Stützstellen y_k der Diffusorbreite b an Spiralpositionen ε_i für die jeweiligen Zeitpunkte, zu denen sich die Laufradhinterkante gerade an einer der Messpositionen befindet. Diese Linien entstammen also den oben erwähnten Zeitschrieben an der ersten Teilungsposition (erster Zeitschritt) $\omega_1=0$:

$$c = c_{1,k,l} \quad (5.5)$$

Die Verteilungen zwischen den Messpositionen im mittleren Diagramm an insgesamt P gleichabständigen Spiralpositionen ε_p ergeben sich durch stückweise kubische Interpolation aus den dargestellten Verteilungen an den Stützstellen ε_i . Sie entsprechen Verteilungen, die sich aus Messungen an den entsprechenden Spiralpositionen ε_p ergäben, wenn auch für diese jeweils die Geschwindigkeiten der ersten Laufradteilungsposition (Schaufelhinterkante, $\omega_1=0$) aufgetragen wären. Bei der Interpolation gewährleisten die kleineren Abstände der Messpositionen entlang des Spiralumfangs im Spornbereich, dass die dort größeren Gradienten mit ausreichender Auflösung erfasst werden. Durch eine derartige Interpolation ist es also möglich, sich Ergebnisse an Positionen zu verschaffen, an denen keine Messungen durchgeführt wurden. Die entstehenden Verteilungen sind nicht zu verwechseln mit Verteilungen, die Ergebnisse zur direkten Interpretation der Strömungszustände liefern, und sie werden wegen der Zuordnung zeitlich identischer Laufradpositionen zu den Spiralumfangspositionen nachfolgend als 'Zeitgeshifete Interpolationsverteilungen' bezeichnet.

Die Durchführung der Interpolation für alle $i=1...I$ Laufradteilungspositionen ω_i (Zeitschritte) liefert die vollständigen Zeitschriebe zu allen Interpolationsstützstellen ε_p :

$$c' = c'_{i,k,p} \quad (5.6)$$

und damit alle erforderlichen Daten für eine quasi-stetige Darstellung der instationären Geschwindigkeitsverteilung entlang des Spiralumfangs. Als Beispiel ergeben sich für die Eindraht-Hitzdrahtmessungen mit $I=119$ Teilungspositionen daraus auch 119 zeitgeshifete Interpolationsverteilungen (entsprechend 119 Zeitschritten), wie im mittleren Diagramm der Abbildung 5.7, exemplarisch für den ersten Zeitschritt dargestellt.

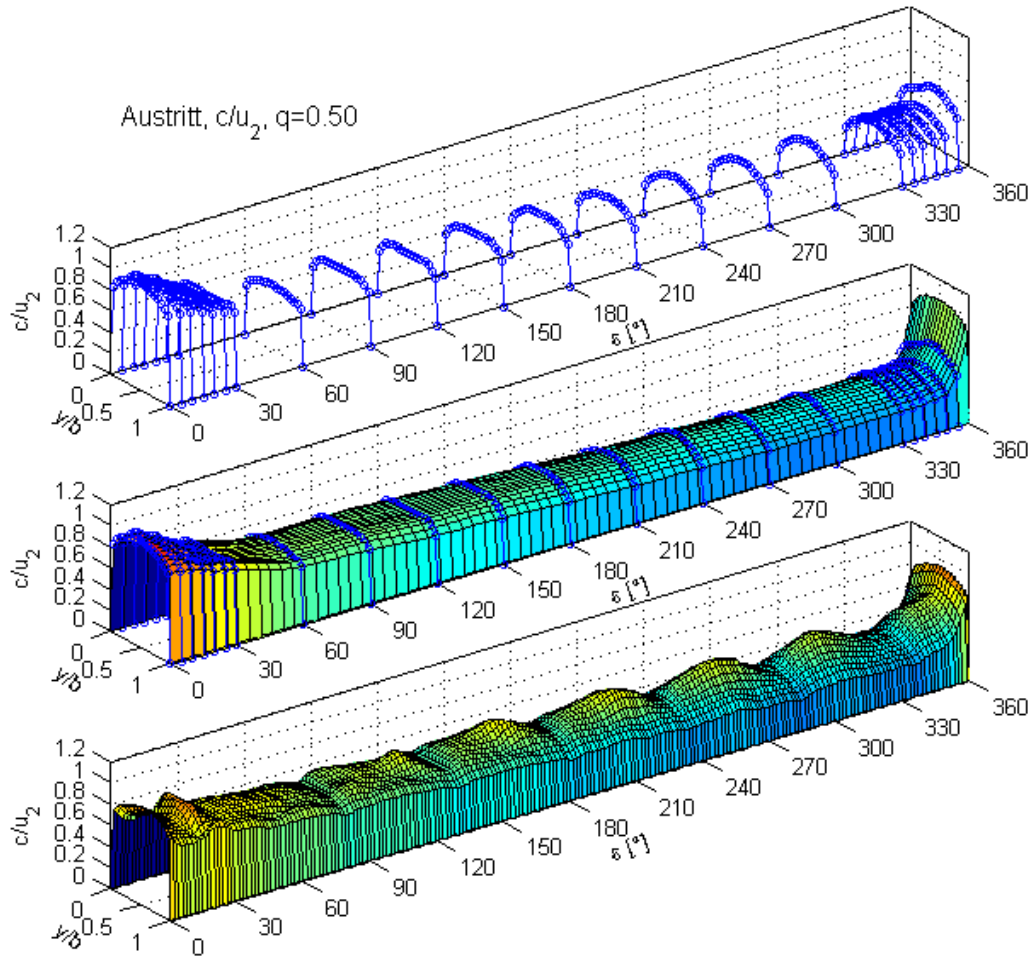


Abbildung 5.7: Prinzip der Interpolation dynamischer Messgrößen

Um von der nunmehr vollständigen Datenbasis zur dynamischen Geschwindigkeitsverteilung entlang des Spiralumfangs zu gelangen, müssen die Daten $c'_{i,k,p}$ entlang der Zeit-Dimension i erneut derart verschoben werden, dass in dieser Richtung aufeinanderfolgende Datengruppen jeweils die Verteilungen der Geschwindigkeiten entlang der Spiralumfangs- (ε_p) und Breitenpositionen (y_k) zu aufeinanderfolgenden Zeitpunkten gemeinsamer Laufradpositionen ergeben (unteres Diagramm):

$$c_{i,k,p} = c'_{I-\text{mod}(r_p, I), k, p}, \quad r_p = \mathfrak{Z}(\varepsilon_p / \Delta\zeta \cdot I). \quad (5.7)$$

Darin ist $\Delta\zeta (=360^\circ/Z, Z: \text{Schaufelanzahl})$ der Umfangswinkel einer Laufradteilung, 'mod' steht für die Modulo-Funktion und \mathfrak{Z} bedeutet, dass bei der Berechnung des Index r_p auf ganzzahlige Werte gerundet wird. Nach dieser Gleichung werden mit $c_{i,k,p}$ an jeder ausgewählten Interpolationsstützstelle ε_p die interpolierten Geschwindigkeitsverteilungen $c'_{i,k,p}$ ausgewählt, die durch jeweilige Verschiebung in Richtung der Teilungspositionen, also durch Veränderung des Index i , den momentanen Teilungspositionen an dieser Spiralposition entsprechen.

Beispiel:

Zum Zeitpunkt, an dem eine Laufradhinterkante unter dem Spornradienmittelpunkt steht ($i=1$, $\omega_1=0$), befindet sich beispielsweise eine drittel Laufradteilung in Drehrichtung des Laufrades (also an der Spiralposition $\varepsilon_p=\Delta\zeta/3$) die Teilungsposition $\omega_p=\Delta\zeta-\Delta\zeta/3$, deren Indexverschiebung r_p sich aus der Verhältnissgleichung $r_p/l=\varepsilon_p/\Delta\zeta$ gerundet entsprechend Gleichung (5.7) zu $r_p=\Im(l\cdot\varepsilon_p/\Delta\zeta)=\Im(l/3)$ ergibt. Um diese Schrittzahl muss die Verteilung $c'_{1,k,p}$ entgegen der Zeitrichtung ($l-r_p$) verschoben und der gesuchten Verteilung $c_{1,k,p}$ neu zugeordnet werden. Dabei stellt die Modulo-Funktion sicher, dass sich der Wert des berechneten Index innerhalb des Intervalls $[1,l]$ der Teilungsschritte (Zeitschritte) bewegt.

Die Berechnung wird für alle Interpolationsstützstellen ε_p ($p=1\dots P$) durchgeführt, sodass sich daraus die Verteilung einer Momentaufnahme $c_{1,k,p}$ für $\omega_1=0$ (Schaufelhinterkante steht gegenüber Sporn) wie im Diagramm Abbildung 5.7 unten ergibt. Eine Berechnung für alle Zeitschritte i ergibt die dynamische Geschwindigkeitsverteilung $c_{i,k,p}$, und eine Aneinanderreihung dieser Verteilungen entlang des Index i ist der zeitlichen Verlauf der Geschwindigkeitsverteilungen an der Spiralgehäuseeintrittsfläche.

Derartige Interpolationen können nicht nur für die Geschwindigkeitsverteilungen, sondern auch für Verteilungen von Strömungswinkeln, Totaldrücken und Turbulenzintensitäten durchgeführt werden, und sie lassen sich ebenfalls auf Messergebnisse der dynamischen Verteilungen in axial (Laufradeintritt) oder halbaxial durchströmten Querschnitten anwenden.

5.3 Behandlung des Wandbereichs

Die Messung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen erfolgt zum Schutz der Hitzdrahtsonden vor Beschädigungen und wegen nicht abschätzbarer Wechselwirkungen zwischen Sonden und Gehäusewandung in den jeweiligen Messquerschnitten nur bis zu einem definierten Mindestabstand zu den Wänden, der bei den Messungen im Radialdiffusorbereich 1mm und am Laufradeintritt 2.5mm beträgt (entsprechend 3÷4% der Messquerschnittsbreite/-höhe). Wie die Beschreibungen der Ergebnisse im Abschnitt 6 zeigen, reichen die Messbereiche dabei trotzdem je nach Strömungszustand bis in den durch die Wände beeinflussten Strömungsbereich hinein.

Für ausreichend genaue Bilanzierungen der Strömungsgrößen werden je nach Wandabstand Extra- bzw. Interpolationen im Wandbereich erforderlich, zu deren Erläuterung die Abbildung 5.8 auszugsweise eine Verteilung umfangsgemittelter Meridiangeschwindigkeiten am Spiralgehäuseeintritt bei Fördergrad $q=0.75$ zeigt. Zur besseren Darstellbarkeit des Verfahrens wurde in den Diagrammen jeweils der wandnächste Punkt trag- und deckscheibenseitig entfernt (die Originalverteilung befindet sich in Abbildung 6.33 links oben).

Die Haftbedingung an der Wand erfordert im Radialdiffusorbereich (Spiralgehäuseeintritt) für alle Geschwindigkeitskomponenten jeweils den Wert Null an der Wand. Eine direkte Verbindung der wandnächsten Punkte zum Ordinatenwert Null durch ein Geradensegment würde in der Darstellung zu einer Überschätzung der Meridiankomponenten und eines aus diesen Werten integral berechneten Volumenstroms (zu wenig negative Werte im Wandbereich) führen. Es ist daher erforderlich, den Verlauf der Verteilung zur Wand hin auch seiner Richtung entsprechend zu

erweitern, wobei die Verwendung einer Parabel (im Gegensatz zu einer Verlängerung mittels Gerade) zusätzlich auch die Krümmung der Verteilung berücksichtigt.

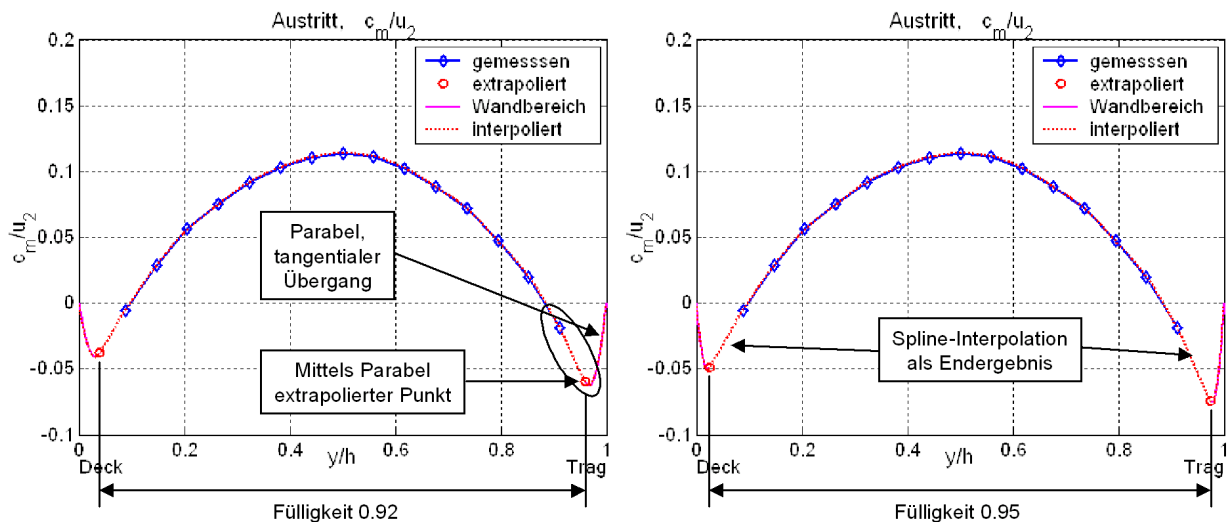


Abbildung 5.8: Extra- und Interpolation im Wandbereich

Zur Berechnung der Parabel werden die drei wandnächsten Punkte verwendet, und die Lage des Erweiterungspunktes wird durch die dargestellte Fülligkeit vorgegeben. Zur Berechnung der Verteilung in unmittelbarer Wandnähe wird eine weitere Parabel angesetzt, deren Bestimmungswerte die Koordinaten des Erweiterungspunktes, die Koordinaten des Punktes der Randbedingung an der Wand und die Steigung der ersten Parabel im Erweiterungspunkt (tangentialer Übergang) sind. Durch die Gesamtzahl an Punkten (zu denen auch ausgewählte Punkte auf der Parabel im Wandbereich zählen) wird mit stückweise kubischen Splines eine Verteilung gelegt, deren Äquidistanz anschließend interpolierter Stützstellen einfache Bilanzierungen (z.B. Berechnung des Volumenstroms durch Integration der Meridiankomponenten oder massenstromgewichtete Verteilungen der Totaldruckverteilungen) in Form von Summen ermöglicht. Zur Bestimmung der Fülligkeit wird mittels Integration der Meridiankomponenten der Volumenstrom berechnet und mit dem mittels Volumenstrommessdüse bestimmten Volumenstrom verglichen. Der Vergleich für unterschiedliche Betriebspunkte liefert Anhaltswerte für die Fülligkeit. Durch den verhältnismäßig geringen Wandabstand der wandnächsten Stützstellen fällt die Fülligkeit rechnerisch in vielen Fällen unter die Breite der Stützstellen der Messung, was auch in Verbindung mit durch die o.g. Messfehler der dynamischen Messungen verursachten Bilanzierungsfehler zu sehen ist. In der überwiegenden Anzahl der Berechnungen wird daher auf eine einfache Mittelwertbildung mit gleichzeitiger Anpassung des wirksamen Durchtritts- querschnittes zurückgegriffen.

6 Beschreibung der Messergebnisse

Für die Messung der dynamischen Strömungsgrößen und der Wanddruckverteilungen wurden jeweils die relativen Nennvolumenströme (Fördergrade q):

$$q = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\text{Nenn}}} = 0.25, 0.50, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50, 1.63$$

gewählt. Im Überlastbetrieb war der Wert 1.75 angestrebt, aufgrund der Anlagenverluste konnte jedoch nur der Wert 1.63 erreicht werden.

Zur Bestimmung der Kennlinien am frei ausblasenden Laufrad, bei der ebenfalls Messungen dynamischer Strömungsgrößenverteilungen erforderlich sind, wurde eine doppelt feine Auflösung der Fördergrade im Bereich $q=0.125$ - 2.375 gewählt. Die Messungen der statischen Kennlinien (die keine Messungen instationärer Größen erfordert) wurden mit möglichst feiner, willkürlicher Auflösung der Fördergrade durchgeführt.

6.1 Kennlinien

Die nachfolgenden Darstellungen zeigen sowohl Kennlinien des freiausblasenden Laufrades, als auch Kennlinien der Anordnungen mit Spiralgehäuse. Während die Berechnung der Totaldrücke zur Bestimmung der Kennlinien bei den Anordnungen mit Spirale in gebräuchlicher Weise aus Wanddrücken und mittleren Absolutgeschwindigkeiten (ermittelt aus Volumenstrom und Querschnittsfläche) der durchströmten Ein- und Austrittsquerschnitte erfolgen kann, müssen die Totaldrücke zur Bestimmung der Kennlinie des frei ausblasenden Laufrads unter Verwendung geeigneter Mittelungsverfahren aus den Ergebnissen der dynamischen Messungen ermittelt werden. Im nachfolgenden sind dazu zunächst stichpunktartig die verwendeten Berechnungsformeln aufgelistet.

6.1.1 Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad

Die aus den dynamischen Strömungsgrößen berechnete Totaldruckzahl ψ_t :

$$\psi_t = \frac{\bar{p}_{t,a} - \bar{p}_{t,e}}{\frac{1}{2} \bar{\rho}_m \cdot u_2^2} \quad (6.1)$$

wird über dem auf den Nennvolumenstrom bezogenen Volumenstrom aufgetragen (Fördergrad q).

Darin ist:

- **Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaußendurchmesser u_2 :**

$$u_2 = r_a \cdot \omega, \quad (6.2)$$

mit: r_a Laufradradius außen (202.5mm), ω Kreisfrequenz ($2\pi \cdot 50s^{-1}$).

- **Mittlere spezifische Dichte $\bar{\rho}_m$:**

$$\bar{\rho}_m = \frac{1}{2}(\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_e). \quad (6.3)$$

Dabei werden die mittleren spezifischen Dichten am Austritt $\bar{\rho}_a$ bzw. am Eintritt $\bar{\rho}_e$ jeweils aus der statischen Temperatur und dem mittleren statischen Druck im entsprechenden Bezugsquerschnitt ermittelt.

- **Mittlerer Totaldruck am Eintritt $\bar{p}_{t,e}$:**

$$\bar{p}_{t,e} = p_{st,e} + \frac{1}{2}\bar{\rho}_e \bar{c}_e^2 = p_{st,e} + \frac{1}{2}\bar{\rho}_e \left(\frac{\dot{m}}{A_e \bar{\rho}_e} \right)^2. \quad (6.4)$$

Darin ist $p_{st,e}$ der saugseitig über die Ringleitung gemessene statische Wanddruck, der im Bedarfsfall durch Korrektur vom Einfluss des saugseitigen Teillastdralls befreit wird, \dot{m} ist der mittels Volumenstrommessdüse bestimmte Massenstrom der Anlage und A_e ist die Querschnittsfläche der saugseitigen Rohrleitung am Querschnitt der saugseitigen Druckmessstellen.

- **Mittlerer Totaldruck am Austritt $\bar{p}_{t,a}$:**

Der zeitliche (Umfangsverteilung durch Laufradbewegung) und geometrische Abstand (axiale Breite) der instationären Messdaten ist in den jeweiligen Richtungen äquidistant. Anstelle der Integrale zur Berechnung der gesuchten Größen über der Austrittsfläche treten daher Summen aller N Messdaten im Messquerschnitt ohne Erfordernis einer Gewichtung mit der Intervallbreite. Daraus entsteht eine recht genaue Näherung für die gesuchten flächenbezogenen Messgrößen.

Je nach Mittelungsverfahren ergeben sich zwei unterschiedliche Berechnungsmöglichkeiten:

1. Für die einfache, geometrische Mittelung (Rückströmung am Austritt bei Teillast bleibt unberücksichtigt):

$$\bar{p}_{t,a} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (p_{t,a})_i. \quad (6.5)$$

Darin ist $(p_{t,a})_i$ der örtlich gemessene Totaldruck der Zylindersonde (jeweils durch Selektion des in Richtung der instationären Strömung gemessenen Totaldruckes an der Zylindersonde).

2. Für die massenstromgewichtete Mittelung:

$$\bar{p}_{t,a} = \frac{\sum_{i=1}^N (p_{t,a})_i \cdot (\rho_a)_i \cdot (c_m)_i}{\sum_{i=1}^N (c_m)_i \cdot (\rho_a)_i} \approx \frac{\sum_{i=1}^N (p_{t,a})_i \cdot \bar{\rho}_a \cdot (c_m)_i}{\sum_{i=1}^N (c_m)_i \cdot \bar{\rho}_a} = \frac{\sum_{i=1}^N (p_{t,a})_i (c_m)_i}{\sum_{i=1}^N (c_m)_i} \quad (6.6)$$

Darin ist $(c_m)_i$ die örtliche Meridiankomponente, bestimmt aus der örtlichen Geschwindigkeit zusammen mit dem örtlichen Strömungswinkel der Eindraht-Hitzdrahtsondenmessung. Wegen der oben erwähnten Unsicherheiten bei der Bestimmung des örtlichen statischen Druckes mittels der Zylindersonde und wegen der unbekannten örtlichen statischen Temperatur wird die örtliche spezifische Dichte $(\rho_a)_i$ durch die mittlere spezifische Dichte $\bar{\rho}_a$ des Messquerschnitts ersetzt, sodass die in dieser Art berechnete massenstromgewichtete Mittelung einer volumenstromgewichteten Mittelung entspricht. Da Einflüsse der Unterschiede zwischen den örtlichen Dichten und der mittleren Dichte aufgrund der niedrigen Machzahlen als klein angesehen werden können, werden entsprechende Mittelungen nachfolgend dennoch als massenstromgewichtete Mittelungen bezeichnet.

6.1.2 Erläuterungen zur Kennlinienberechnung mit Spirale

Es erfolgt die Berechnung der Totaldruckzahl ψ_t entsprechend Gleichung (6.1). Gegenüber der obigen Darstellung ändert sich die Berechnung des mittleren Totaldrucks $\bar{p}_{t,a}$ am Austritt:

- **Mittlerer Totaldruck am Austritt mit Spirale $\bar{p}_{t,a}$:**

$$\bar{p}_{t,a} = p_u + \frac{1}{2} \bar{\rho}_a \bar{c}_a^2 = p_u + \frac{1}{2} \bar{\rho}_a \left(\frac{\dot{m}}{A_a \bar{\rho}_a} \right)^2 \quad (6.7)$$

Darin ist p_u der Umgebungsdruck, $\bar{\rho}_a$ die mit dem Umgebungsdruck und der statischen Temperatur am Austritt berechnete mittlere spezifische Dichte und A_a die Querschnittsfläche am Austritt der Spirale (129x140mm).

6.1.3 Korrektur des Eintrittsdruckes

Bei Teillastbetrieb führen Ablösungen zu gebietsweiser Richtungsumkehr der Strömung entgegen der Hauptströmungsrichtung bis über die Laufradgrenzen hinaus. Am Laufradeintritt befinden sich diese als Rezirkulationsgebiete bezeichneten Bereiche am Schaufelaußenschnitt und verursachen je nach Teillastbetriebspunkt einen mehr oder minder starken Dralleintrag in die Saugleitung stromauf der Zuströmung. Erreicht die Rotationsbewegung der Zuströmung mit zunehmender Teillast die saugseitige Druckmessstelle, so verursacht der infolge Fliehkraft in radialer Richtung auftretende Druckgradient eine Verfälschung des vermeintlich gemessenen mittleren statischen Druckes des Messquerschnittes zu größeren Werten.

Eine zusätzliche Druckmessung an einer weiter stromauf befindlichen Druckmessstelle, die vom Eintrittsdrall auch bei Teillast unbeeinflusst bleibt, ermöglicht eine Korrektur des störenden Einflusses. Dazu zeigt die Abbildung 6.1 ein Foto mit der Ringleitung der saugseitigen

Druckmessstelle ca. $2.5 \times D_e$ (D_e : Saugleitungsinwenddurchmesser) stromauf des Laufradeintrittes (rechts im Bild) und der Ringleitung der zusätzlichen Druckmessstelle an der Reduzierdüse der Beruhigungskammer (links im Bild).

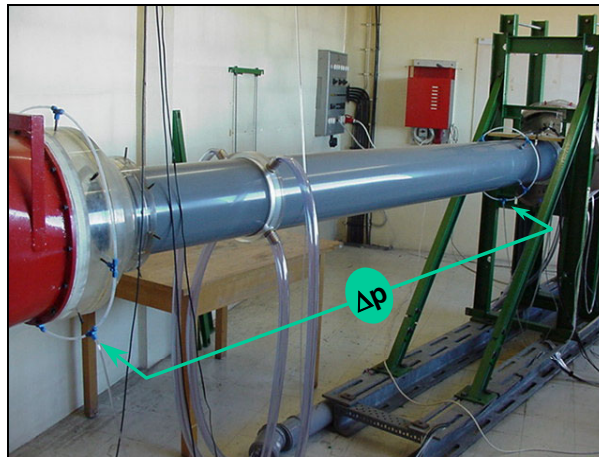


Abbildung 6.1: Differenzdruckmessung an der saugseitigen Rohrleitung

Der gemessene Differenzdruck Δp entspricht der Druckabnahme an den Rohrleitungselementen (Düse und Saugleitung) zwischen den beiden Messstellen infolge Reibung und Querschnittsverengung und sollte gemäß den Rohrreibungsgesetzen und nach Bernoulli bei gleichbleibender Dichte und Viskosität in der turbulenten Strömung entsprechend Gleichung (6.8) proportional dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit sein:

$$\Delta p \propto \rho \cdot \frac{c^2}{2}. \quad (6.8)$$

Die linke Darstellung der Abbildung 6.2 zeigt diesen (bzgl. c^2 linearen) Zusammenhang als Ergebnis einer Messung für die dargestellte Versuchsanordnung im Bereich zwischen $5 \text{ m}^2/\text{s}^2$ und $45 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

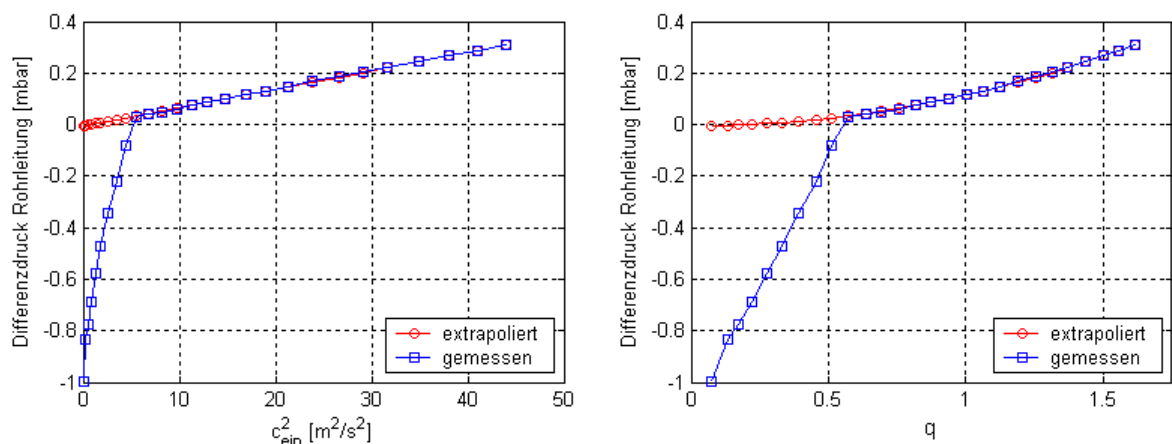


Abbildung 6.2: Zur Korrektur des gemessenen Eintrittsdrucks

Bei Fördergraden unterhalb $q=0.57$ ($c^2 < 5 \text{ m}^2/\text{s}^2$) macht sich der durch Teillastrezirkulationen verursachte Dralleinfluss auf die Druckmessung am Eintritt bemerkbar. Mit zunehmendem Drall steigt der Wanddruck an, und der an der Rohrleitung gemessene Differenzdruck fällt ab. Eine Extrapolation des Differenzdruckes nach dem quadratischen Zusammenhang von Gleichung (6.8) in Richtung kleinerer Fördergrade ermöglicht die Korrektur des gemessenen Eintrittsdruckes. Dazu wird bei den betreffenden Auswertungen der Betrag der Differenz zwischen den beiden Kurven 'extrapoliert' und 'gemessen' entsprechend der rechten Darstellung der Abbildung 6.2 vom gemessenen Eintrittsdruck in Abhängigkeit vom Lastpunkt subtrahiert. Die Korrekturen erfolgen bei den Kennlinienberechnungen ebenso wie bei den weiter unten dargestellten Berechnungen der statischen Wanddruckverteilungen.

Es wurde entschieden, für die Vergleiche der Kennlinien Auswertungen mit Korrektur des Eintrittsdruckes zu verwenden. Ein Kriterium dafür ist der Förderkennlinienverlauf der Anordnung mit Spirale in Abbildung 6.3, der ohne die Eintrittsdruckkorrektur einen Knick bei Fördergrad $q=0.57$ aufweist.

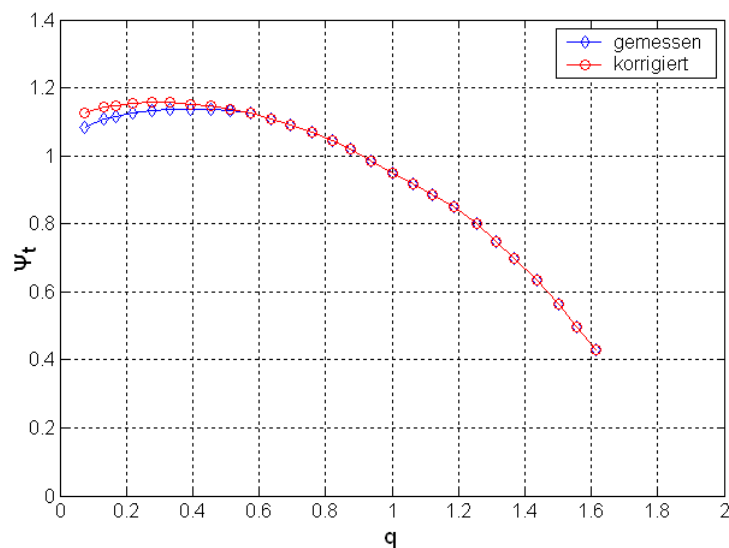


Abbildung 6.3: Förderkennlinie mit Spirale; mit und ohne Eintrittsdruckkorrektur

6.1.4 Frei ausblasendes Laufrad

Die Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse der Auswertungen für die Kennlinienmessungen am frei ausblasenden Laufrad mit der einfachen (geometrischen) Mittelung im Vergleich zur Auswertung mit Eintrittsdruckkorrektur, sowie zusätzlich den Einfluss der in Abschnitt 6.1.1 erwähnten Massenstromgewichtung. Während die Daten zur Berechnung der gemittelten Totaldrücke von Messungen mit Zylindersonde stammen, wurden zur Darstellung der massenstromgewichteten Auswertungen die Ergebnisse von Hitzdrahtsondenmessungen herangezogen, um die dazu erforderlichen zeitlichen und örtlichen Verteilungen der Massenströme aus den Meridiankomponenten mit ausreichender Genauigkeit bestimmen zu können.

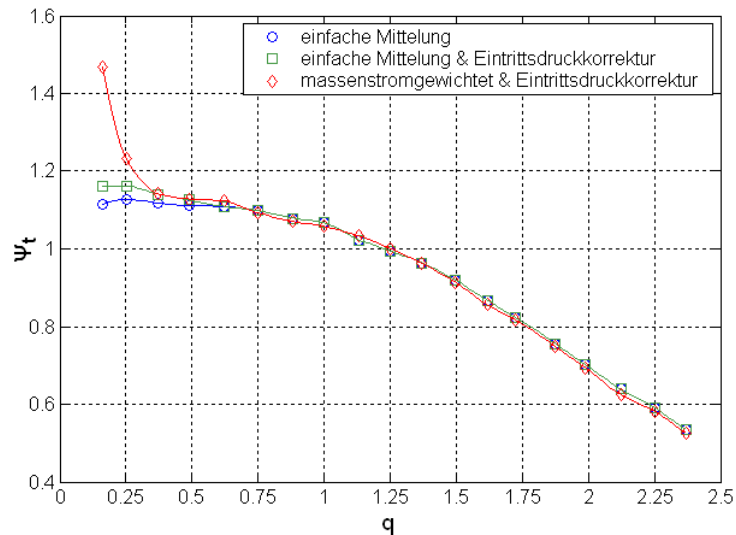


Abbildung 6.4: Laufradkennlinien nach verschiedenen Berechnungen

Grenzen massenstromgewichteter Berechnungen

Eine massenstromgewichtete Berechnung erscheint zwar physikalisch unter energetischen Betrachtungen grundsätzlich sinnvoll, allerdings zeigen sich bei starker Teillast größere Abweichungen gegenüber der durch einfache Mittelung bestimmten Kennlinie (Abbildung 6.4), während die Massenstromgewichtung im übrigen Bereich von unmerklichem Einfluss bleibt.

Die Güte der im Abschnitt 6.1.1 mit Gleichung (6.6) beschriebenen Massenstromgewichtung der Totaldruckverteilungen hängt in besonderem Maße von der Genauigkeit der ermittelten Meridiankomponenten c_m ab. Bei Fördergrad $q=0$ ist die Totaldruckberechnung nach dieser Gleichung bereits bei kleinsten Abweichungen des Zählers vom Wert Null nicht mehr möglich, weil der Nenner Null ist, und in Richtung Teillast nimmt die Empfindlichkeit der massenstromgewichteten Totaldruckbestimmung mit abnehmenden Werten der Meridiankomponenten entsprechend dieser Überlegung in hyperbolischem Maße zu. Da die relativen Abweichungen der berechneten Meridiankomponenten in Richtung Teillast in zunehmendem Maße durch Ungenauigkeiten des Absolutströmungswinkels α (vgl. Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 6.26) determiniert werden, hängt die Güte der Ergebnisse in diesem Bereich insbesondere von der Genauigkeit der experimentellen Bestimmung der Absolutströmungswinkel ab. Dazu zeigt die Abbildung 6.5 den Einfluss angenommener Fehler des gemessenen Absolutströmungswinkels.

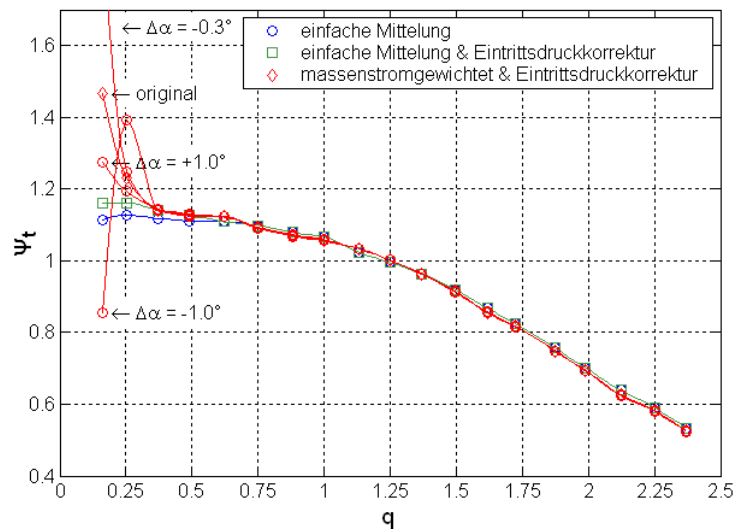


Abbildung 6.5: Fehlereinfluss bei der Massenstromgewichtung

Wie die Darstellung erkennen lässt, können bereits angenommene Abweichungen in der Strömungswinkelbestimmung von nur $0,3^\circ$ zu unbrauchbaren Ergebnissen führen, während diese Genauigkeit im Experiment gerade noch erreicht wird. Auch weiterführende Untersuchungen, bei denen für die Massenstromgewichtung der Druckzahlen Rezirkulationsgebiete im wandnahen Bereich rechnerisch eliminiert wurden, führten zu keinem verminderten Einfluss angenommener und tatsächlich vorhandener Winkelfehler. Da die Massenstromgewichtung im überwiegenden Förderbereich keinen merklichen Einfluss zeigt, werden für die Untersuchungen die Ergebnisse der einfachen Mittelung herangezogen.

6.1.5 Kennlinien der Anordnung mit Spirale

Wie im Abschnitt 6.1.2 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung mit Spirale') beschrieben, werden bei der Berechnung der Totaldruckzahlen der Kennlinien der Anordnungen mit Spirale für die Geschwindigkeiten am Pumpenausstritt aus Volumenströmen und Austrittsquerschnitt berechnete Mittelwerte eingesetzt. Gleichzeitig wird ein dem Umgebungsdruck entsprechender mittlerer statischer Druck im Austrittsquerschnitt angenommen. Zur Abschätzung des Einflusses dieser vereinfachenden Annahmen wurden die Kennlinienmessungen beider Spiralgehäusevarianten durch Untersuchungen mit je zwei Druckstutzenverlängerungen unterschiedlicher Länge (siehe Abbildung 6.6) ergänzt.



Abbildung 6.6: Kurze und lange Druckstutzenverlängerung

Die Stutzenlänge beträgt 420mm ($=3 \times$ Austrittsbreite Druckstutzen) für den kurzen Stutzen und 2000mm ($\approx 14 \times$ Austrittsbreite Druckstutzen) für den langen Stutzen. Die rechteckige Querschnittsgeometrie des Spiralgehäuseaustritts wird über die gesamte Länge beibehalten. In Anlehnung an Abnahmeversuche wird der Austrittsdruck jeweils 280mm ($=2 \times$ Austrittsbreite Druckstutzen) über vier Bohrungen $\varnothing 0.5\text{mm}$ und eine Ringleitung (im linken Bild noch nicht montiert) gemessen.

Für die Berechnung der Kennlinien gelten die Ausführungen des Abschnitts 6.1.2, wobei für den statischen Austrittsdruck anstelle des Umgebungsdruckes der an den Ringleitungen gemessene statische Wanddruck eingesetzt wird. Die Abbildung 6.7 zeigt die Ergebnisse der Messungen in Form einer Auftragung der Druckzahl über dem Fördergrad für die Spiralvariante 1 (mit dem größeren Spornabstand)

Während sich die Kennlinien der Anordnungen mit Druckstutzenverlängerung nicht merklich voneinander unterscheiden, zeigt der Vergleich mit der Kennlinie ohne Druckstutzenverlängerung abgesehen vom Teillastgebiet Abweichungen rechts und links des Fördergrads $q=1.0$. Vermutlich ermöglichen die Druckstutzenverlängerungen einen Druckrückgewinn aus Querkomponenten der Strömung, die ohne Verlängerung über die Austrittskante hinaus verloren gehen und durch die Verlängerung gerichtet werden.

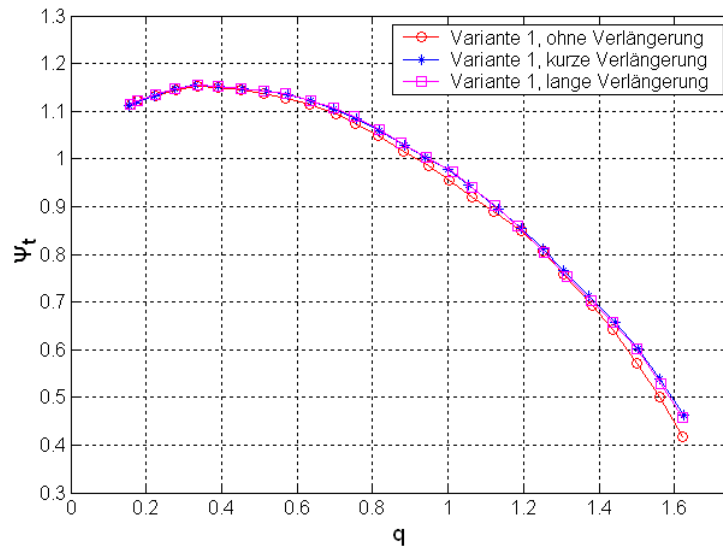


Abbildung 6.7: Kennlinien der Spiralvariante 1

Es wird davon ausgegangen, dass die unterschiedlichen Anordnungen mit und ohne Druckstutzenverlängerungen keine merklichen Auswirkungen auf die Strömungsgrößenverteilungen am Laufradaustritt haben und sich nur durch die veränderte Methodik der Austrittsdruckbestimmung auf die Förderkennlinienverläufe auswirken. In diesem Fall lässt sich der austrittsnahe Druckstutzenbereich bzw. dessen Verlängerung dem anlagenseitigen Teil des Prüfstandes zuordnen, sodass die Auswirkungen der Druckstutzenverlängerungen auf die im Rahmen der Untersuchungen analysierten Phänomene ohne Relevanz sind.

Fehlerband

Zur Fehlerabschätzung des Förderkennlinienverlaufs sind neben Fehlereinflüssen auf die Druckzahl auch Fehlereinflüsse auf den Volumenstrom zu berücksichtigen. Der Fehlerbalken eines Messpunktes erstreckt sich damit nicht allein entlang der Ordinate, sondern auch in Abszissenrichtung. Aus einem Berechnungsverfahren mit permutierten Kombinationen der Einzelfehler, das im Abschnitt 7 ('Fehlereinflussanalyse', S.3ff) beschrieben wird, ergibt sich eine Schar von Punkten, deren Einhüllende in Abbildung 2.1 eingetragen ist.

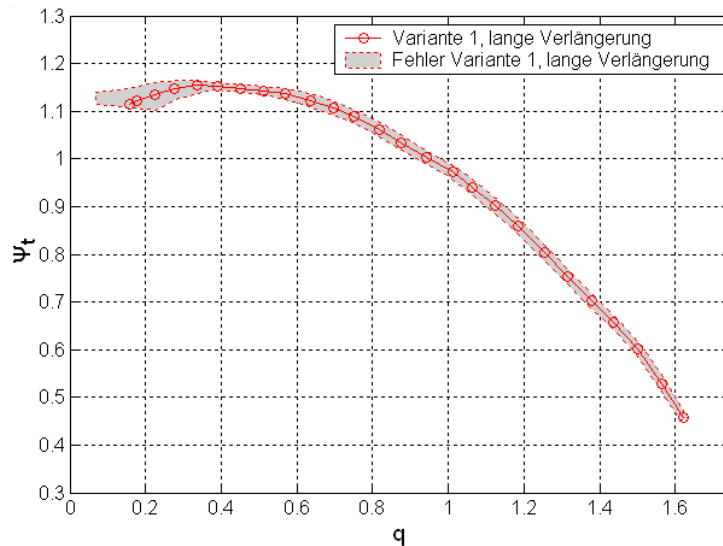


Abbildung 6.8: Kennlinie mit Fehlerband

Der breitere Verlauf des Fehlerbandes bei Teillast ergibt sich aus den Fehlereinflüssen auf die Volumenstrommessung. Da die Druckdifferenzen an der Volumenstrom-Messdüse in Richtung Teillast kleiner werden, gewinnt der angenommene Fehler in der Differenzdruckmessung an der Düse zunehmend an Einfluss.

Grundlage der Berechnungen sind Annahmen des Vertrauensbereichs der einzelnen Messgrößen, die sich für die Druckaufnehmer aus Untersuchungen des Kalibrierverfahrens mittels Betz-Manometer ergeben (vgl. Abschnitt 4.2, 'Kalibrierung der Messumformer', S.3ff). Für die Fehlerannahmen der Temperaturen und die relative Feuchte wurden Herstellerangaben verwendet.

6.2 Wanddruckverteilungen

Neben den Messungen der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen wurden Messungen der Wanddrücke am Spiralgehäuseumfang, den Wandungen im Diffusorbereich und im Radseitenraum durchgeführt. Zu den Messungen am Spiralgehäuseumfang und im Diffusorbereich zeigt die Abbildung 6.9 die Bezeichnungen und Positionen der Druckmessstellen. Die Null-Grad-Position referenziert in radialer Erstreckung von der Pumpenachse aus den Mittelpunkt des Spornradius. Von dort wird in Laufraddrehrichtung gezählt. Die Druckmessstellen am Spiralgehäuseumfang (links im Bild) befinden sich auf halber Höhe der Spiralgehäusebreite (Radialmittenschnitt). Die Positionsangaben '380°' und '410°' bezeichnen Druckmessbohrungen im Druckstutzenbereich, die sich gegenüberliegend in einem Abstand von 90mm stromauf der Austrittskante befinden. Zur feineren Auflösung der größeren Druckgradienten am Sporn sind die Messpositionen in diesem Bereich feinerabständig in 5°-Schritten verteilt.

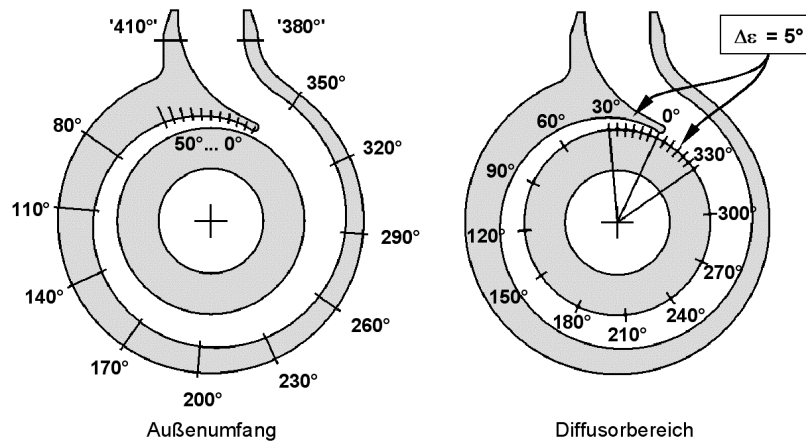


Abbildung 6.9: Positionen der Wanddruckmessbohrungen der Spirale

Für die Druckmessungen am Außenumfang ist jede Druckmessstelle mit einer eigenen Druckmessbohrung versehen, wohingegen die Positionen im Radialdiffusorbereich durch schrittweise Verstellung der Spirale bezüglich zwei einander gegenüberliegender Druckmessbohrungen in trag- und deckscheibenseitiger Diffusorwand angefahren wurden. Der radiale Abstand der Druckmessbohrungen zum Laufradaustritt beträgt dabei 6mm. Die Durchmesser aller Druckmessbohrungen betragen 0.5mm mit Mindestlängen von 2.5mm entlang diesem Durchmesser.

Für die Messungen der Druckverteilungen im Radseitenraum wurde die Spirale entlang des gesamten Umfangs in 10°-Schritten verstellt.

Die Abbildung 6.10 zeigt ein Foto der Spirale, aufgenommen während den Wanddruckmessungen am Spiralgehäuseumfang. Die Anschlüsse der Druckmessbohrungen im Spornbereich sind durch den hohlen Sporn mit Schlauchleitungen nach außen geführt. Die Verbindung zu den restlichen Druckmessbohrungen ist durch radiale Bohrungen im Gehäuse hergestellt, deren Anschlüsse durch Schlauchleitungen an eine zentrale Position hin verlängert sind (Foto Mitte).

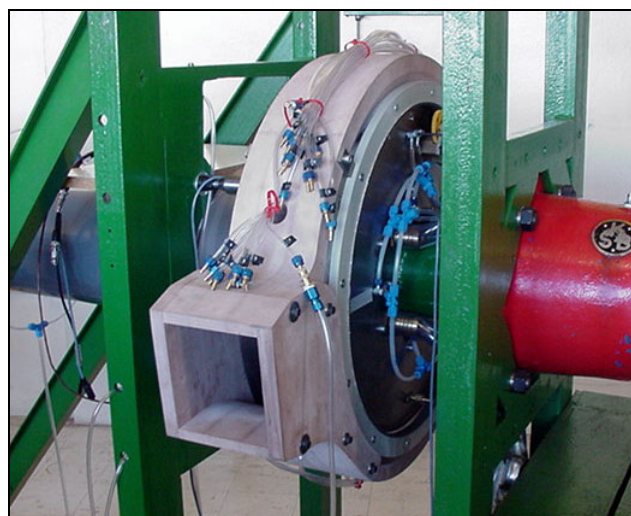


Abbildung 6.10: Anschlüsse der Wanddruckmessungen

In Ermangelung eines Schaltventils bzw. einer ausreichenden Anzahl an Messumformern wurde zur Aufzeichnung der Messwerte die Schlauchleitung der jeweiligen Druckmessstelle über einen Schnellverschluss mit der Schlauchleitung eines einzelnen, präzise kalibrierten Messumformers verbunden (Bild unten Mitte).

Die in der nachfolgenden Darstellung aufgetragene Druckzahl ψ berechnet sich aus dem gemessenen statischen Wanddruck $p_{St,W}$ nach Gleichung (6.9), wobei die Größen $p_{St,e}$ und u_2 entsprechend den Ausführungen im Abschnitt 6.1.1 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad', S.3ff) bestimmt werden.

$$\psi = \frac{p_{St,W} - p_{St,e}}{\rho_m \cdot u_2^2 / 2}, \quad \rho_m = \frac{1}{2}(\rho_a + \rho_e) \quad (6.9)$$

Die spezifischen Dichten ρ_a und ρ_e werden jeweils aus den statischen Drücken und Temperaturen am Laufradaustritt bzw. am Laufradeintritt berechnet. Die Eintrittsdrücke sind entsprechend den Erläuterungen im Abschnitt 6.1.3 ('Korrektur des Eintrittsdruckes', S.3ff) für den Teillastbereich korrigiert.

6.2.1 Spiralumfang und Diffusorbereich

Die Abbildung 6.11 zeigt Wanddruckverteilungen am Spiralgehäuseumfang entlang des Spiralumfangswinkels ε und als abgesetzten Punkt jeweils die Werte der Druckmessstelle '410°' im Druckstutzenbereich.

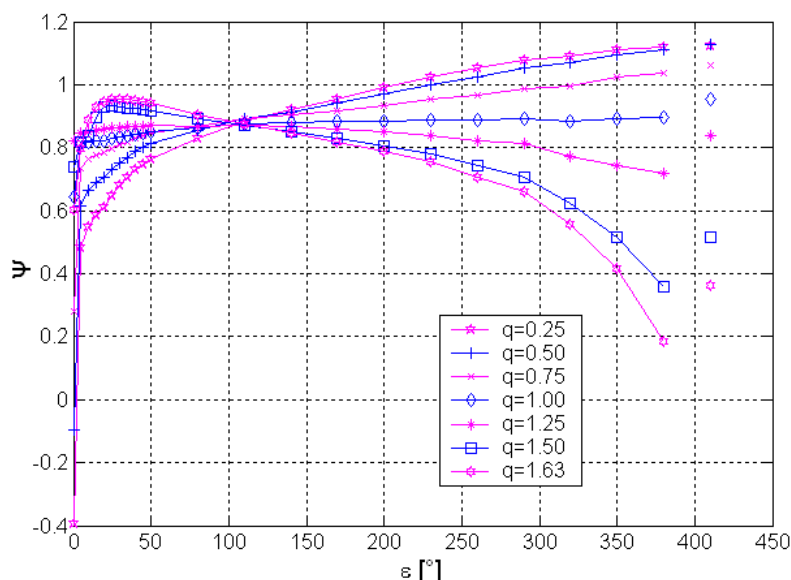


Abbildung 6.11: Wanddrücke am Außenumfang

Die Zuordnung der Druckzahlen im Spiralendquerschnitt (380°, 410°) zu den Fördergraden entspricht erwartungsgemäß den Förderkennlinienverläufen aus Abschnitt 6.1.5 zunehmende

Druckzahl bei abnehmendem Fördergrad und gleiches Druckniveau der Fördergrade $q=0.25$ und $q=0.50$. Die erhöhten Werte der Position 410° im Druckstutzen sind eine Folge kleinerer Geschwindigkeiten im Druckstutzen auf der Seite der zugehörigen Druckmessbohrung, für die sich entsprechend der Bernoulli-Gleichung größere statische Drücke ergeben. Zum Teillastbereich hin reduziert sich der Geschwindigkeitsgradient entlang der Druckstutzenhöhe zunehmend (was den nachfolgenden Betrachtungen zu den Geschwindigkeitsuntersuchungen im Druckstutzenbereich des Abschnitts 6.3.3 entnommen werden kann), bis sich die Wanddrücke der beiden gegenüberliegenden Wände (Positionen 380° und 410°) in den Lastpunkten $q=0.25$ und $q=0.50$ einander angleichen.

Während die Drücke entlang des gesamten Spiralumfangswinkels im Teillastbereich bis einschließlich $q=1.0$ stetig ansteigen, fallen die Wanddrücke der Lastpunkte $q=1.25$, $q=1.50$ und $q=1.63$ nach einem Anstieg bis zum Spiralwinkel $\varepsilon \approx 25^\circ - 40^\circ$ ab. Entlang des Spiralumfangswinkels ist die Querschnittszunahme der Spirale bei Teillast größer als die Volumenstromzunahme und bei Überlast kleiner als die Volumenstromzunahme. Damit liegt im Mittel entlang des Spiralumfangswinkels bei Teillast eine verzögerte und bei Überlast eine beschleunigte Strömung vor, wodurch nach der Bernoulli-Gleichung der steigende bzw. fallende Wanddruckverlauf erklärt werden kann. Mit zunehmender Überlast verschiebt sich der Staupunkt am Spornradius der Spirale zur Laufradseite hin und erreicht, wie die Messungen der dynamischen Strömungsgrößen zeigen, eine Position im Bereich $\varepsilon = 5^\circ - 10^\circ$. Die Lage der Druckmaxima bei Überlast im Bereich $\varepsilon \approx 25^\circ$ ist Folge dieser Erscheinung in Verbindung mit einer instationären Ablösung, die im Winkelbereich $\varepsilon = 5^\circ - 40^\circ$ beobachtet werden kann.

Auffällig sind die in allen Lastpunkten gegenüber den übrigen Werten geringfügig erhöhten Druckzahlen bei Spiralposition $\varepsilon \approx 290^\circ$. Im Bereich dieser Umfangsposition ändert sich der Spiralquerschnitt von trapezförmiger Geometrie auf eine Trapez-Rechteck-Kombination (vgl. Abbildung 4.3, S.3). Die örtliche Druckzunahme an dieser Position ist damit vermutlich (entsprechend der Bernoulli-Gleichung) eine Folge der Zunahme des wirksamen Strömungsquerschnittes, durch die günstigere Querschnittsgeometrie infolge stumpferer Eckenwinkel oder durch un stetigen Verlauf der Querschnittszunahme pro Spiralwinkel bei der geometrischen Auslegung.

Die Abbildung 6.12 zeigt die Verteilungen der Wanddrücke im Radialdiffusorbereich, die erwartungsgemäß qualitativ den Verteilungen am Spiralumfang entsprechen. Die im Mittel größeren Werte der Drücke am Spiralaußenumfang sind eine Folge des Druckgradienten in radialer Richtung durch Querschnittszunahme in radialer Richtung und statische Druckerhöhung infolge Fliehkraft.

Bemerkenswert ist im Zusammenhang mit den Darstellungen der Abbildung 6.11 und der Abbildung 6.12 das für fast alle Betriebspunkte an der Spiralumfangsposition $\varepsilon \approx 110^\circ$ gleiche Druckniveau (gemeinsamer Schnittpunkt der Linien), wie dies auch von G. Treutz in [34] anhand numerischer Strömungssimulationen gefunden wurde.

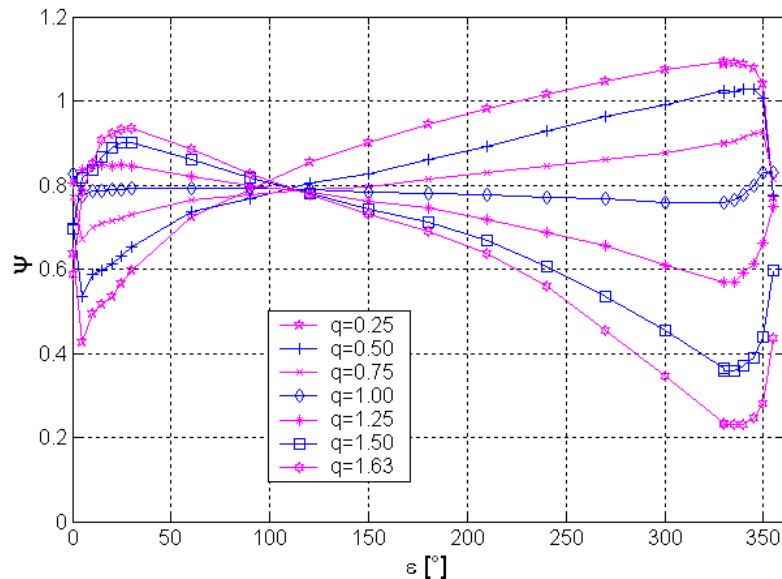


Abbildung 6.12: Wanddrücke im Diffusorbereich

Die Druckabsenkung an der 10° -Position der Teillastbetriebspunkte ist eine Folge der Geschwindigkeitsüberhöhung am Spornradius infolge der Staupunktverschiebung in Richtung des Druckstutzens.

6.2.2 Radseitenraum

Wanddruckmessungen im Radseitenraum wurden sowohl trag- wie deckscheibenseitig für den tragscheibenseitig entlasteten und unentlasteten Fall bei der Anordnung ohne Spiralgehäuse sowie für beide Spiralvarianten durchgeführt. Die Abbildung 6.13 zeigt die bemaßten Positionen der Wanddruckmessbohrungen in einem 3D-Schnitt. Mit Pfeilen angedeutet sind jeweils vier Druckmessbohrungen trag- und deckscheibenseitig im Radseitenraum, sowie je eine Referenzdruckmessbohrung vor den Spaltringen und je eine Druckmessbohrung im Radialdiffusorkanal, 6mm in radialer Erstreckung vom Laufradaustritt entfernt.

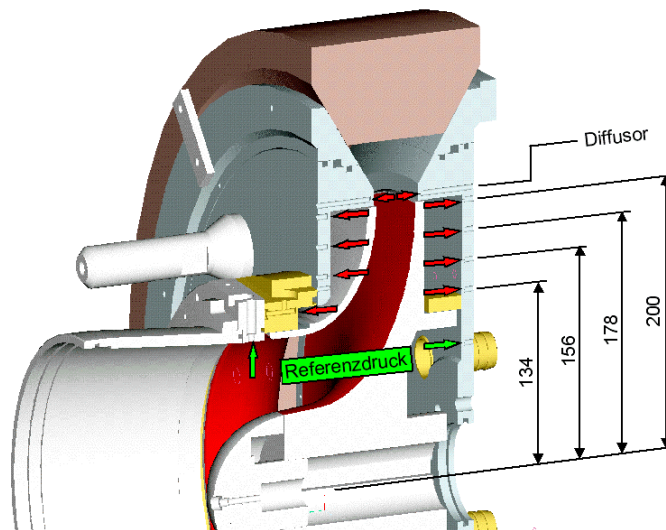


Abbildung 6.13: Messpositionen in den Radseitenräumen

Aus den Messungen mit Spiralgehäuse ergeben sich in Abbildung 6.14 bis Abbildung 6.16 dargestellte umfangsverteilte Wanddrücke durch ein Verstellen der Spirale in 10° -Schritten während den Messungen. Wie in den vorhergehenden Abschnitten bereits dargestellt, ist die 0° -Position jeweils dem Spornradienmittelpunkt zugeordnet und die Winkelzählrichtung erfolgt in Laufraddrehrichtung. Bei der Beschriftung an der Ordinate bezeichnet p_i den umfangsgemittelten Druck an der Referenzmessstelle vor dem Spaltring, p_a den umfangsgemittelten Druck im Diffusorbereich und p den Druck an der jeweiligen Messposition. Es handelt sich also um die Auftragung eines Druckverhältnisses im Radseitenraum einschließlich der Druckdifferenz am Spalt, wobei der Wert 1.0 dem mittleren Wanddruck im Radialdiffusor zuzuordnen ist und der Wert Null dem Druck vor dem Spalt. Für die Anordnung ohne Spiralgehäuse ergibt sich pro Messposition jeweils nur ein Messpunkt, der zusätzlich in den Diagrammen als Kreis bei Position 180° eingetragen ist. Aus den genannten Anordnungen für entlastete/unentlastete Messungen zu allen ausgewählten Betriebspunkten an beiden Spiralvarianten ergeben sich insgesamt 56 Diagramme, von denen auszugsweise Abbildung 6.14 bis Abbildung 6.16 folgende Erkenntnisse liefern:

Wie bereits bei den Ergebnissen der Wanddruckmessungen festgestellt wurde, erfolgt am Laufradaustritt bei Teillast ein Druckanstieg entlang des Spiralumfangs in Drehrichtung des Laufrades, was sich bei Überlast umkehrt. Erwartungsgemäß erfolgt der größte Druckwechsel im Spornbereich, und den gleichmäßigsten Druckverlauf zeigen die Ergebnisse der Messungen im Bestpunkt bei Fördergrad $q=1.0$. Aufgrund des Dralles im Radseitenraum erfolgt unabhängig vom Betriebspunkt ein Druckanstieg vom Innen- zum Außenradius hin. Die Einwirkung der Spiralgeometrie bis in den Radseitenraum zeigt sich besonders deutlich bei Überlast, bei der der Druckwechsel im Spornbereich winkelvesetzt in Drehrichtung des Laufrades noch bis zur Position 156mm verfolgt werden kann. Jedoch wird durch den ca. 1.5mm breiten Spalt zwischen Laufradaußendurchmesser und Gehäuse die Druckverteilung im Radseitenraum gegenüber derjenigen im Radialdiffusorbereich stark vergleichmäßigt.

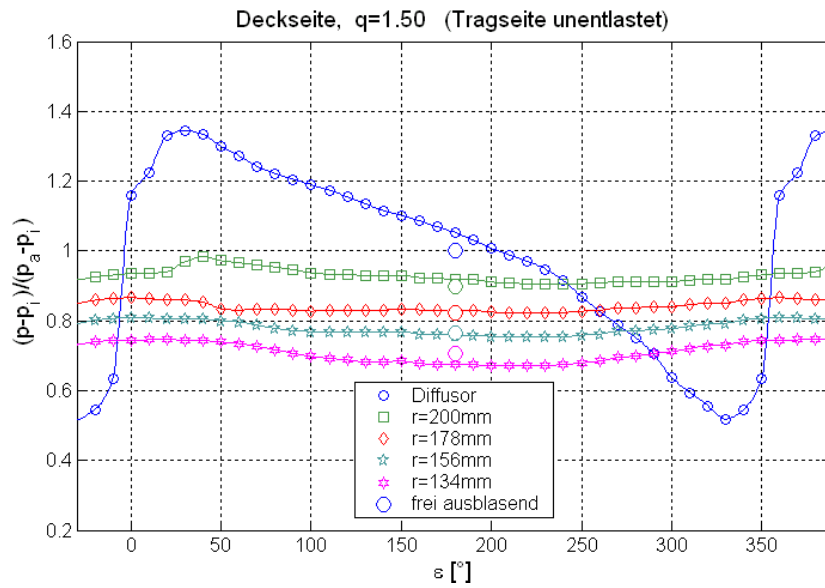


Abbildung 6.14: Druckverteilung im Radseitenraum bei Überlast

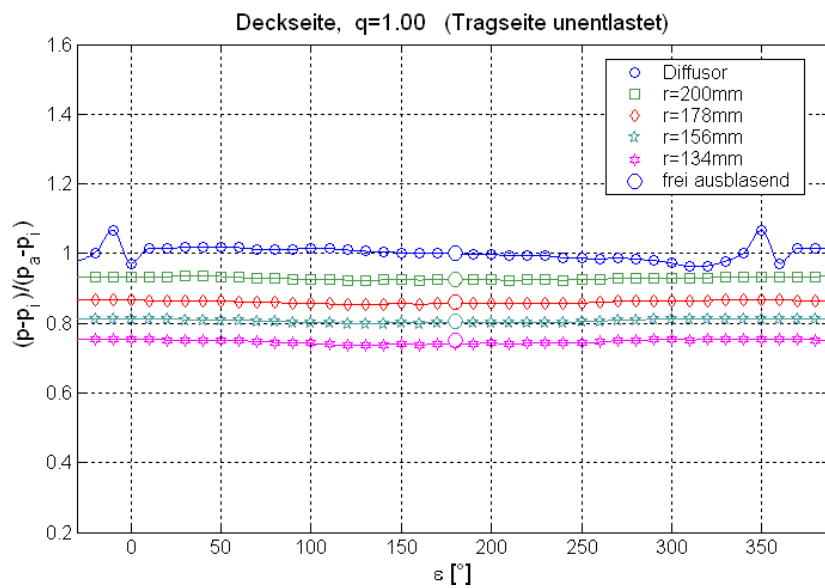


Abbildung 6.15: Druckverteilung im Radseitenraum $q=1.0$

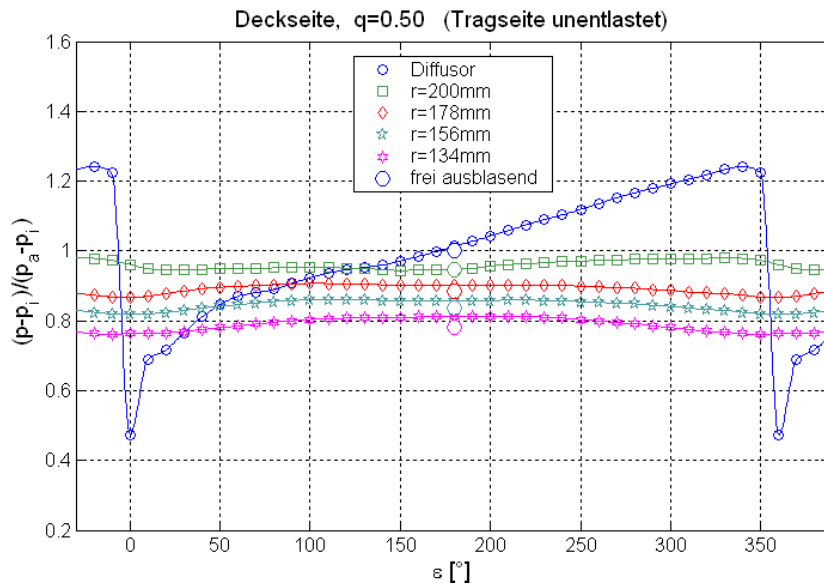


Abbildung 6.16: Druckverteilung im Radseitenraum bei Teillast

Bei Überlast liegen die Mittelwerte der Wanddrücke im Radseitenraum über denen der Anordnung ohne Spiralgehäuse, was eine Folge des intensivierten Austauschs der Laufradströmung mit dem Radseitenraum (dadurch vergrößerter Dralleintrag in den Radseitenraum) durch die ungleichförmigere Druckumfangsverteilung bei Anordnung mit Spiralgehäuse ist.

6.3 Verteilungen instationärer Strömungsgrößen

Die Abbildung 6.17 zeigt die Zuordnung der Positionen zur Messung der dynamischen Strömungsgrößen am Laufradeintritt und am Spiralgehäuseeintritt (Laufradaustritt). Beginnend bei 0° (unterhalb des Mittelpunkts des Spornnasenradius) ordnen sich am Laufradeintritt zwölf Messpositionen in 30° -Schritten in Drehrichtung des Laufrades an und am Spiralgehäuseeintritt 35 Messpositionen in 10° -Schritten, sowie zusätzlich 8 Positionen in 5° -Schritten vor und hinter dem Spornradius zur feineren Auflösung der Strömungszustände im Spornbereich.

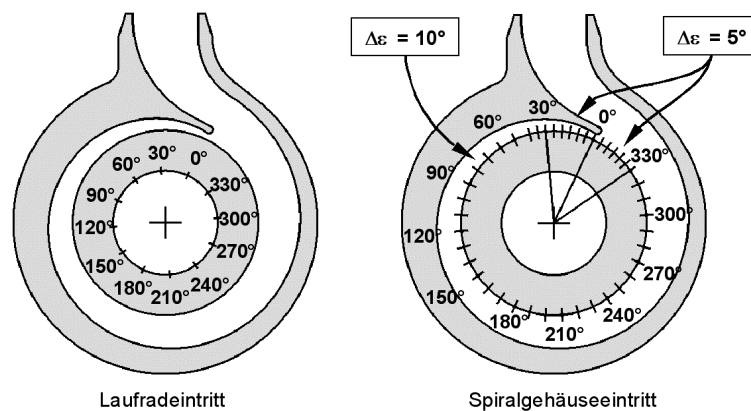


Abbildung 6.17: Messpositionen an Laufrad- und Spiralgehäuseeintritt

Die Messungen der Strömungsprofile an allen Spiralpositionen erfolgten durchgehend für jeden Betriebspunkt und nahmen für das Verfahren mit Zylinder- oder Eindraht-Hitzdrahtsonde je nach Betriebspunkt zwischen drei und acht Stunden in Anspruch. Da die Geschwindigkeitscharakteristiken der Hitzdrahtsonden trotz Einsatz des in der Umlenkammer montierten Filters infolge von Verschmutzungseffekten innerhalb dieser Zeiträume eine nicht unerhebliche Veränderung aufweisen können, wurde jeweils eine Kalibrierung vor und nach jeder Messung durchgeführt und zusätzlich die Messung an der ersten Spiralposition am Ende jeder Messreihe reproduziert (siehe Abbildung 6.17: Eintritt: Position 0° wird durch zusätzliche Position 360° reproduziert, Austritt: Position -30° entspricht Position 330°). Die Intensität der Verschmutzung hängt von den Umweltbedingungen ab (Größe, Anzahl, Haftfähigkeit der Partikel) und kann nicht vorhergesagt und nur unzureichend korrigiert werden. Die Ergebnisse einer Messung mit Hitzdrahtsonde gelten daher nur dann als brauchbar, wenn der Unterschied der beiden Kalibrierungen bzw. der reproduzierten Messungen ausreichend klein oder im Rahmen der Messgenauigkeiten nicht feststellbar ist.

Der Abstand der Sondendrehachsen beträgt am Eintritt 13.5mm zur Laufradeintrittskante (Vorderkante der Deckscheibe = Spaltringfläche) und am Laufradaustritt/Spiralgehäuseeintritt 6mm in radialer Richtung zum Laufradaußendurchmesser. Wie die in der Abbildung 6.18 dargestellten Meridianschnitte zeigen, ist der Messquerschnitt des Laufradeintritts am Innendurchmesser durch die Laufradnabe begrenzt. In der verbleibenden Kanalhöhe von ca. 65mm wurden die Sonden in 3mm-Schritten verfahren, wobei der kleinste Abstand zu Nabe und Außendurchmesser 2.5mm betrug. Im 34mm breiten Querschnitt des Radialdiffusors wurde in 2mm-Schritten verfahren, wobei der kleinste saug- und tragscheibenseitige Wandabstand 1mm betrug.

Bei den Messungen mit Eindraht-Hitzdraht- und Zylindersonde wurden Abtastraten von ca. 42kHz erreicht und mit Kreuzdrahtsonde infolge der simultanen Aufzeichnung zweier Kanäle ca. 37kHz. Aus Abtastrate und Drehzahl errechnen sich 119 Stützstellen pro Laufradteilung für Messergebnisse mit Eindraht-Hitzdraht- und Zylindersonde und 105 Stützstellen für die Messungen mit Kreuzdrahtsonde.

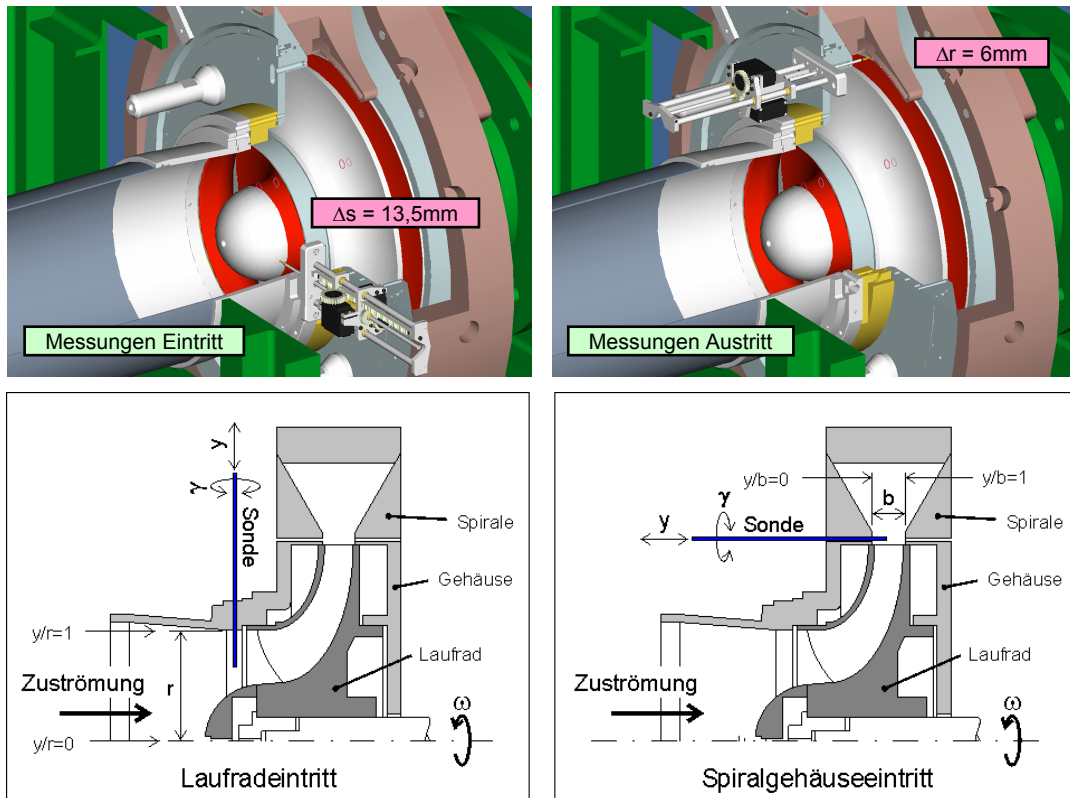


Abbildung 6.18: Position der Sondenverstelleinrichtung bei Messungen an Aus- und Eintritt

Zu jeder Spiralposition ergeben sich die bereits oben erwähnten Zeitschriebe der Strömungsgrößen in Verteilung über der Radialdiffusorbreite b bzw. dem Radius des Laufradsaugmundes r , wie exemplarisch für die Werte der Absolutgeschwindigkeiten einer Hitzdrahtsondenmessung an Spiralposition 15° bei Fördergrad $q=0.5$ in Abbildung 6.19 dargestellt.

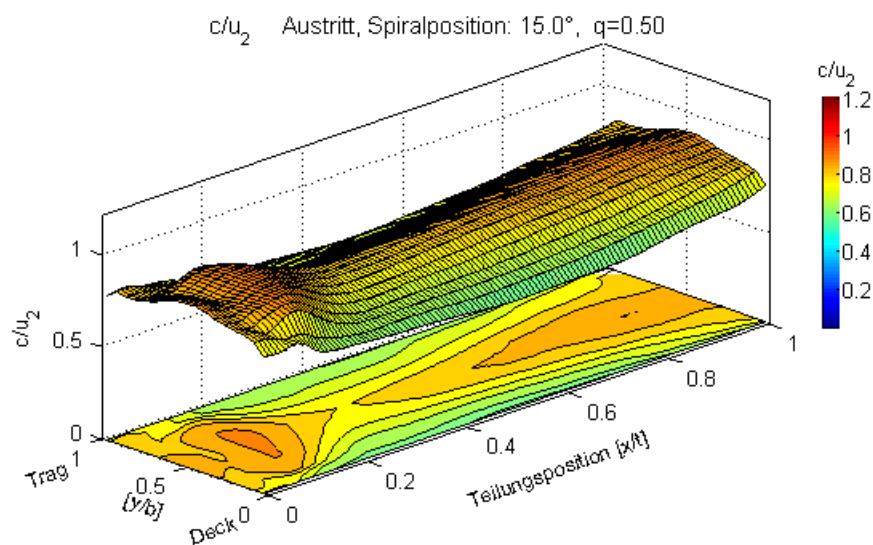


Abbildung 6.19: 'Zeitschrieb' einer dynamischen Messung

Die mit 'Teilungsschritt' bezeichnete Achse überdeckt den Zeitraum, in dem eine Laufradteilung die Messposition passiert. Die Zählrichtung der teilungsbezogenen Laufradumfangsposition orientiert sich von der Schaufelsaugseite ($x/t=0$) zur Schaufeldruckseite ($x/t=1$).

Die Darstellung beschreibt also den instationären Geschwindigkeitsverlauf an einer Spiralposition und darf nicht mit der Momentanaufnahme der Laufradabströmung entlang einer Teilung verwechselt werden. Nur bei den Messungen am frei ausblasenden Laufrad, wo gleiche Abströmbedingungen entlang des Laufradumfangs herrschen, fallen Zeitschrieb und Strömungsgrößenverteilung einer Laufradteilung zusammen.

Aus der Kombination der gewählten Betriebspunkte und der dargestellten Messpositionen der Spirale ergeben sich 204 Zeitschriebe für jeden Sondentyp und die doppelte Anzahl bei Darstellung von Geschwindigkeit und Strömungsrichtung. Wie bereits im Abschnitt 2 ('Verwendete Verfahren zur Messung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) erwähnt, wurden am Laufradaustritt/Spiralgehäuseeintritt Messungen mit allen drei Sondentypen (Zylindersonde, Eindraht-Hitzdrahtsonde, Kreuzdrahtsonde) durchgeführt und am Laufradeintritt mit Einfach-Hitzdraht- und Kreuzdrahtsonde, woraus sich aus Kombinationen der Messpositionen, Betriebspunkte und Messverfahren insgesamt 1080 Zeitschriebe ergeben, zu denen sich nochmals 50 der Messungen am frei ausblasenden Laufrad addieren.

Zur übersichtlichen Darstellbarkeit der Ergebnisse im Rahmen der Untersuchungen wurden entsprechend dem im Abschnitt 5.2 ('Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) beschriebenen Verfahren aus den Zeitschrieben spiralumfangswinkelbezogene instationäre Umfangsverteilungen berechnet, von denen in den beiden nächsten Abschnitten Momentaufnahmen einiger Strömungsgrößen in ausgewählten Betriebspunkten dargestellt werden.

6.3.1 Laufradeintritt

In den nachfolgenden Diagrammen der Strömungsgrößenverteilungen beschreiben die Achsen mit den Zahlenwerten von -1 bis 1 die Position über dem Messquerschnitt in kartesischen Koordinaten, bei -1 bzw. 1 ist jeweils der Außendurchmesser des Eintrittsquerschnitts erreicht. Die kreisförmigen Öffnungen in der Mitte der Auftragungen ergeben sich aus der inneren Begrenzung des Messquerschnitts durch die Laufradnabe am Innendurchmesser. Entlang der verbleibenden Achse ist die ermittelte Strömungsgröße aufgetragen, wobei Werte von 90° axiale Zuströmung bedeuten, Werte kleiner 90° Gleichdrall und Werte größer 90° Gegendrall (vgl. Abbildung 6.20).

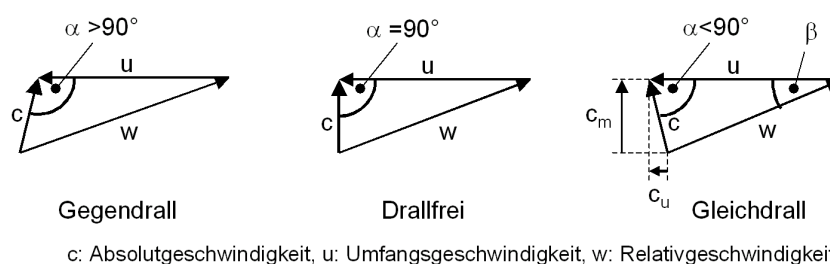


Abbildung 6.20: Zuordnung der Strömungswinkel

Die Abbildungen zeigen links jeweils eine Momentaufnahme der Verteilungen des Strömungswinkels α zum Zeitpunkt, an dem sich eine der Laufradschaufelhinterkanten gegenüber dem Spornradienmittelpunkt befindet und rechts Verteilungen von Turbulenzintensitäten. Die 0°-Spiralposition befindet sich bezüglich der Darstellungen jeweils senkrecht in der Mitte über dem Mittelpunkt der kreisringförmigen Auftragungen (gekennzeichnet durch die vertikale Linie im Konturplot). Die gedachte Drehbewegung des Laufrades und damit auch die Zählrichtung der Spiralpositionen erfolgt in Draufsicht auf die Darstellungen im Uhrzeigersinn.

Als Beurteilungsgröße für die Turbulenzintensität wurden auf die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintrittsaußendurchmesser u_{1a} ($u_{1a} \approx 36 \text{ m/s}$) bezogene Wurzeln gemittelter Quadratsummen der örtlichen Strömungsgeschwindigkeitsschwankungen (RMS-Werte: 'Root-Mean-Square') gemäß Gleichung (6.10) aufgetragen.

$$\text{RMS}(c) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (c_n - \bar{c})^2}, \quad \bar{c} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N c_n \quad (6.10)$$

Der Mittelwert \bar{c} entspricht dem im Abschnitt 5.2 ('Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) beschriebenen Einzelwert $c_{i,k,l}$ eines Zeitschriebs einer Spiralposition ε_i an der Messquerschnittsbreite y_k bei Laufradposition ω_i und die Werte c_n der Gleichung (6.10) sind die zugehörigen Einzelwerte aller an dieser Position aufgezeichneten Geschwindigkeiten. Die Berechnung der RMS-Werte erfolgt also streng örtlich, sodass die Ergebniswerte insbesondere durch die laufradwinkelzugeordnete Sortierung der Einzelwerte (Richtung i) von den schaufelperiodischen Anteilen der Geschwindigkeitsschwankungen bereits befreit sind und keine weiteren Auswertungen im Frequenzbereich zur Beseitigung dieser Schwankungsanteile ('Chopping' der Schaufelfrequenz) durchgeführt werden müssen. Da bei den Berechnungen Geschwindigkeiten verschiedener Laufradteilungen zusammengefasst werden, wird in diesem Zusammenhang davon ausgegangen, dass die Teilungen infolge des mittels CNC-Fertigung hergestellten Laufrads geometrisch ähnlich genug sind und das Laufrad ausreichend schwingungsfrei und zentrisch läuft, sodass die Schwankungen der Geschwindigkeitswerte der einzelnen Messpositionen mit ausreichender Genauigkeit den eigentlich gesuchten Turbulenzintensitäten der Strömung entsprechen. Ein nicht auszuschließender Einfluss von Geschwindigkeitsschwankungen auf die berechneten RMS-Werte, die durch Eigenschwingungen in der Anlage (sowohl mechanisch wie auch akustisch) und durch Betriebspunktschwankungen verursacht werden, wurde im Rahmen der Untersuchungen nicht quantifiziert, da es sich bei den Betrachtungen der Turbulenzintensitäten um qualitative Vergleiche handelt und von einem bezüglich dieser Untersuchungen untergeordnetem Einfluss ausgegangen wird.

In der Abbildung 6.21 sind Ergebnisse von Messungen bei Überlast ($q=1.5$) gezeigt. Die Ungleichförmigkeit der Winkelverteilung wird einerseits durch die Vorauswirkung der Spirale verursacht, was zu Gebieten mit Gegendrall ($\alpha > 90^\circ$, unten im Bild) und zu Gebieten mit Gleichdrall ($\alpha < 90^\circ$, oben im Bild) führt, und andererseits durch die Vorauswirkungen der Laufradschaufeln, die zu der Welligkeit der Verteilung führen.

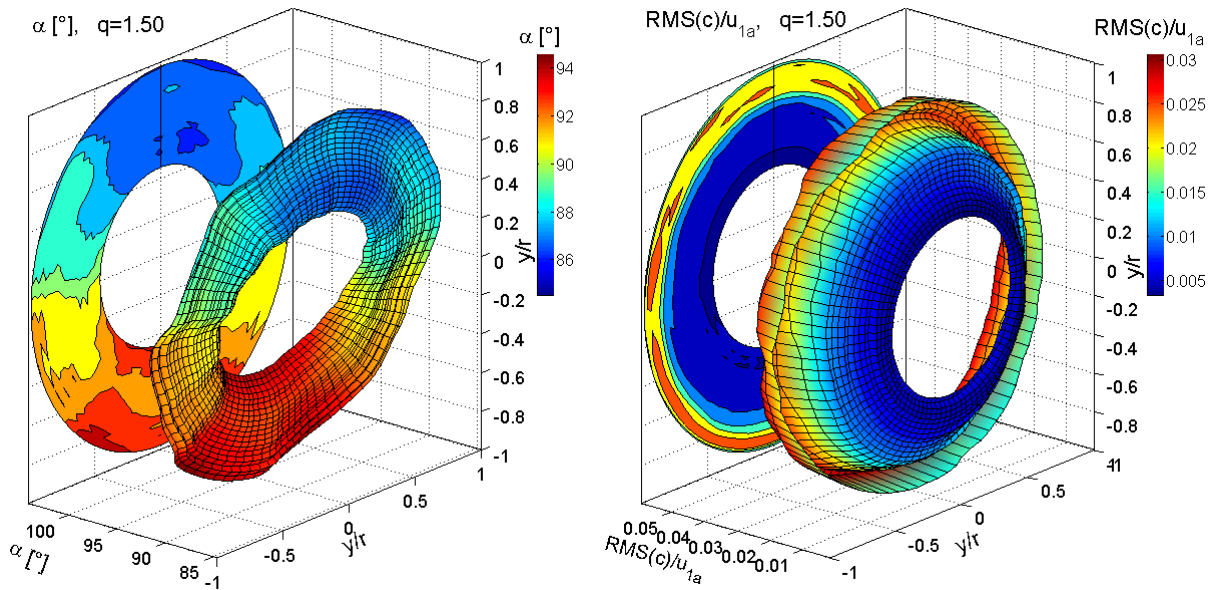


Abbildung 6.21: Verteilung des Zuströmwinkels am Laufradeintritt, Überlast

Die Verteilung der Turbulenzintensitäten zeigt den zum Außenschnitt ansteigenden Turbulenzgrad der durch den kleineren Abstand des Messquerschnitts zu den Schaufeleintrittskanten und die größeren Umfangskomponenten in diesem Bereich (vgl. Abbildung 6.18) verursacht wird. Interessant ist, dass trotz der insgesamt verhältnismäßig kleinen Werte am äußersten Rand eine Verminderung der Geschwindigkeitsschwankungen vermutlich infolge der Dämpfung durch die Wand ausgemacht werden kann.

Besonders deutlich ist die Vorauswirkung der Laufradschaufeln (in Verbindung mit einer veränderten Farb- und Achsenskalierung) für Ergebnisse von Messungen im Bestpunkt ($q=1.0$) in Abbildung 6.22 zu sehen, die Vorauswirkung der Spirale ist in diesem Betriebspunkt nur schwach erkennbar.

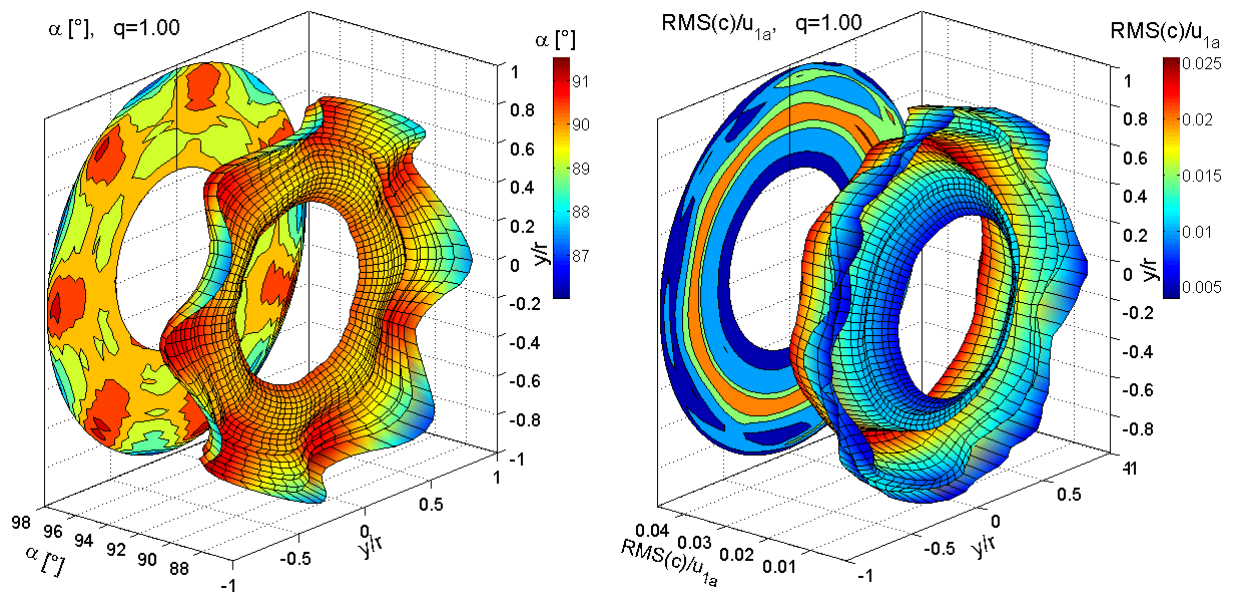


Abbildung 6.22: Verteilung des Zuström winkels am Laufradeintritt, Bestpunkt

Gleichzeitig zeigen die Messungen in diesem Betriebspunkt im rechten Diagramm erwartungsgemäß die kleinsten Geschwindigkeitsschwankungen, und an den zu den Wandungen von Nabe (innen) und Saugstutzen (außen) hin abnehmenden Werten der Turbulenzintensitäten kann wieder ein dämpfender Einfluss infolge der Wandreibung vermutet werden.

Die Abbildung 6.23 zeigt Ergebnisse von Messungen bei Teillast ($q=0.5$). In diesem Betriebspunkt haben bereits Rezirkulationen eingesetzt, die das Strömungsbild dominieren: Im Außendurchmesserbereich sind negative Strömungswinkel erkennbar, welche eine Strömung aus dem Laufrad heraus entgegen der Zuströmrichtung identifizieren. Der restliche Querschnitt ist geprägt von einer Strömung mit Gleichdrall, der erst zur Nabe hin wieder abklingt, wo sich eine annähernd axiale Strömungsrichtung einstellt. Eine Vorauswirkung der Laufradschaufeln ist anhand der Welligkeit nur im Außendurchmesserbereich ansatzweise zu erkennen, was aber nicht zuletzt auch auf die veränderte Skalierung der Größenachse zurückzuführen ist.

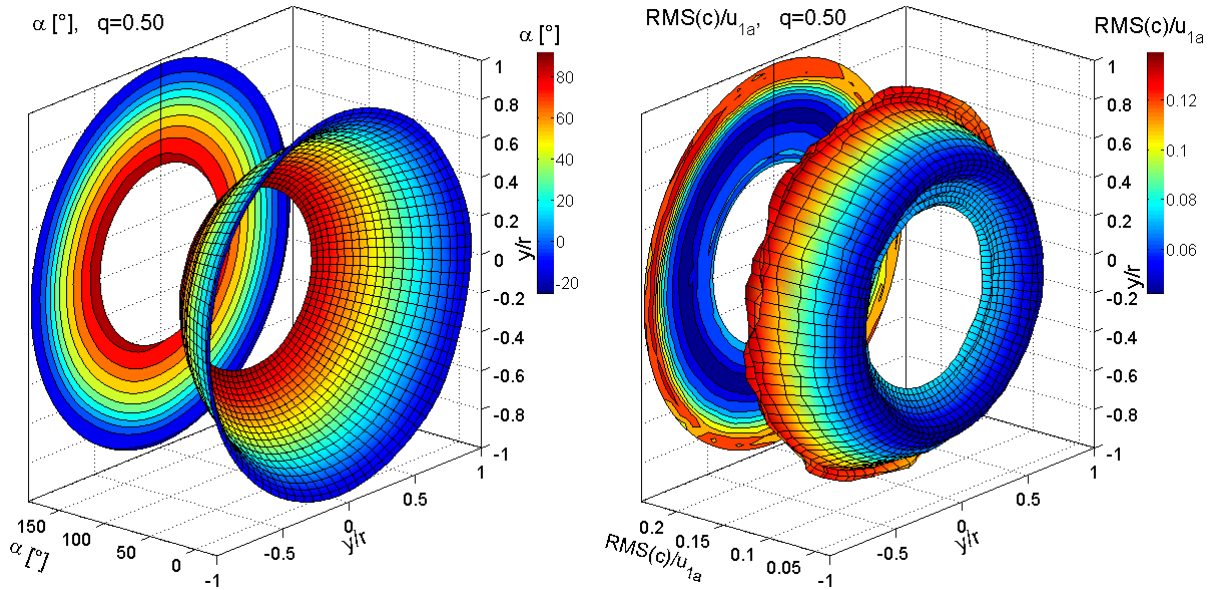


Abbildung 6.23: Verteilung des Zuströmwinkels am Laufradeintritt, Teillast

Die Verteilung der Turbulenzintensitäten zeigt die infolge der Rezirkulationen stark erhöhten Werte der Geschwindigkeitsschwankungen im Außenbereich mit dämpfendem Einfluss des Wandbereichs am Außendurchmesser. Die ansteigenden Werte im Nabebereich können nicht genau erklärt werden und treten nur in diesem Betriebspunkt auf. Es wird vermutet, dass die Grenzschicht der Nabenumströmung in diesem Strömungszustand den Bereich der Messebene erreicht.

6.3.1.1 Zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen

Zum direkten Vergleich der Strömungszustände in den verschiedenen Betriebspunkten zeigen die Diagramme der Abbildung 6.24 zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen der Meridian- und Umfangskomponenten sowie des Strömungswinkels und der bezogenen Turbulenzintensität entlang der Messquerschnittshöhe h , wobei der Wert Null die nabenseitige Wandung und der Wert Eins die Saugstutzenwandung bezeichnet. Als Bezugsgröße für die Geschwindigkeiten und Turbulenzintensitäten dient die Umfangsgeschwindigkeit u_{1a} am Laufradeintrittsaußendurchmesser.

Zeitliche Mittelung bedeutet Mittelwertbildung der Strömungswerte entlang den Laufradwinkelpositionen ω_i und Umfangsmittelung bedeutet Mittelwertbildung entlang des Spiralgehäuseumfangswinkels ε_l , wodurch sich wie im Beispiel der diskreten Absolutgeschwindigkeiten $c_{i,k,l}$ entsprechend Gleichung (6.11) Verteilungen c_k entlang den Stützstellen y_k der Messquerschnittshöhe h ergeben:

$$c_k = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{1}{L} \sum_{l=1}^L c_{i,k,l} \quad (6.11)$$

Wie die Verteilungen der Meridiankomponenten im Diagramm links oben anhand der negativen Werte im Bereich des Außenschnitts zeigen, setzen die Teillastrezirkulationen bereits bei Fördergrad $q=0.75$ ein. Die Zunahme der Meridiangeschwindigkeiten in Richtung des Nabenbereichs sind auf die Verdrängungswirkung der Laufradnabe zurückzuführen. Erst bei starker Teillast ($q=0.25$) verlagert sich die Durchgangsströmung in den Mittenbereich des Querschnitts, was auf eine bereits oben vermutete Ablösung im Nabenbereich zurückzuführen sein könnte, deren Einsetzen sich anhand der erhöhten Werte der Turbulenzintensitäten im Nabenbereich bei Lastpunkt $q=0.5$ (Diagramm unten rechts) anzukündigen scheint.

Die Teillastrezirkulationen der Fördergrade $q=0.75$, $q=0.5$ und $q=0.25$ sind auch deutlich in den Verteilungen der Umfangskomponenten anhand der in Richtung des Außendurchmessers stark zunehmenden Werte erkennbar, wobei die Reibung an der Wand zu einer Reduzierung der Geschwindigkeiten am Außendurchmesser führt. Bei Fördergrad $q=0.25$ verursachen die Teillastrezirkulationen Umfangskomponenten bis in den Nabenbereich, wobei hier Umfangsgeschwindigkeiten in Größenordnung der Meridiankomponenten erreicht werden.

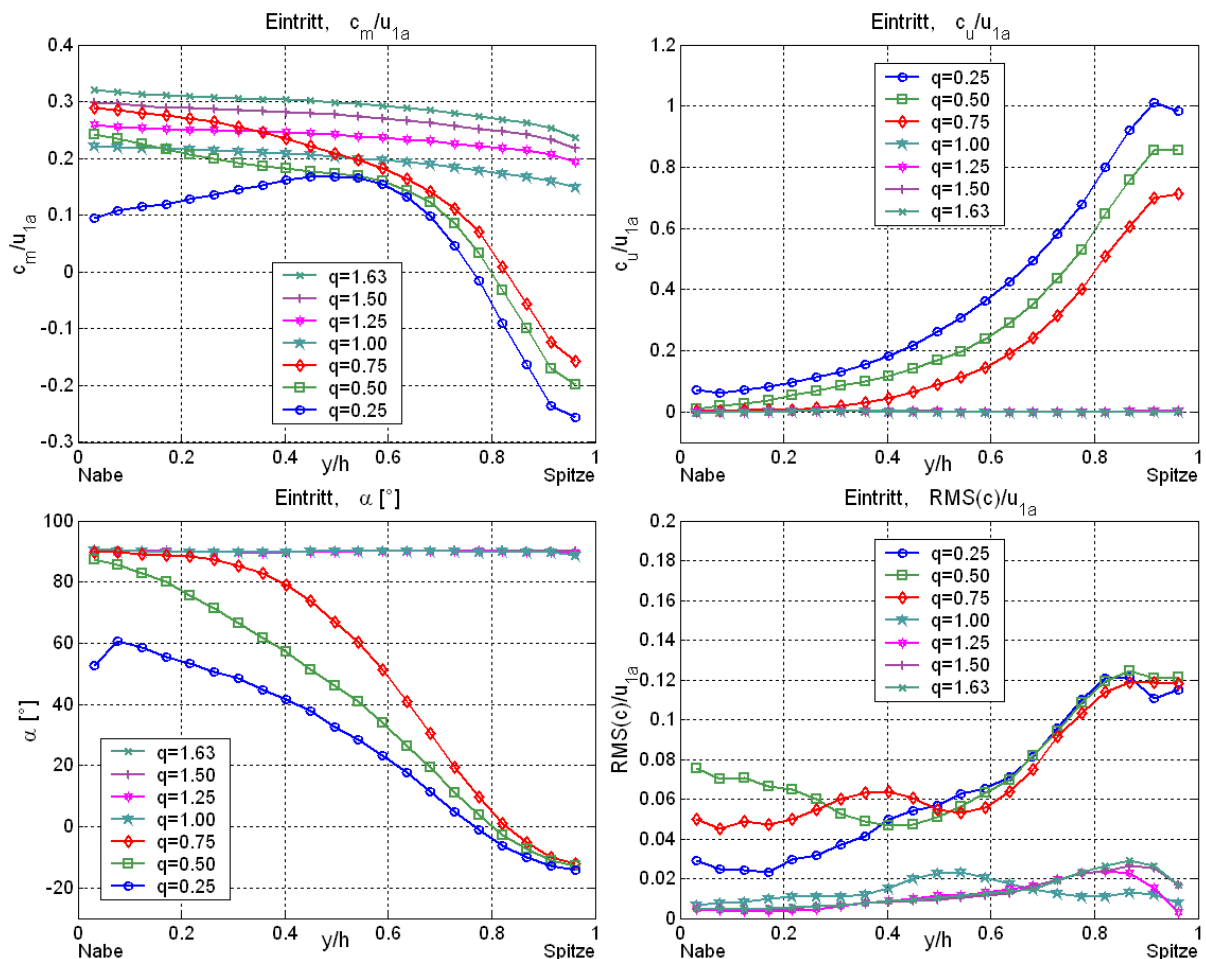


Abbildung 6.24: Umfangsgemittelte Größen am Laufradeintritt

Durch die bewegte Oberfläche der Laufradnabe müssen die Strömungswinkel an der Nabe durch die Haftbedingung an der Wand den Wert 0° annehmen. Das Diagramm unten links zeigt, dass die

Geschwindigkeitsverteilungen davon im Rahmen der Messgenauigkeit innerhalb des Sondenverfahrbereichs im überwiegenden Betriebsbereich unbeeinflusst bleiben. Ein entsprechender Einfluss lässt sich jedoch bei Fördergrad $q=0.25$ anhand des reduzierten Strömungswinkels im Nabenbereich vermuten und wäre in Verbindung mit der längeren Verweilzeit der Strömung im Nabenbereich (kleinere Meridiankomponenten) bei diesem Betriebspunkt erklärbar.

6.3.1.2 Zeit- und radialgemittelte Verteilungen

Eine Mittelung der Strömungswerte entlang den Laufradwinkelpositionen ω_i und entlang den Messquerschnittspositionen y_k ergibt entsprechend dem Beispiel einer Verteilung der Absolutgeschwindigkeiten $c_{i,k,l}$ nach Gleichung (6.12) Verteilungen c_p entlang des Spiralgehäuseumfangswinkels ε_p .

$$c_p = \frac{1}{P} \sum_{i=1}^I \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K c_{i,k,l} \quad (6.12)$$

Im Sinne rein qualitativer Untersuchungen wurde dabei auf eine Gewichtung mit den zur Laufradnabe hin abnehmenden Flächensegmenten verzichtet und die einfache Mittelung in Verbindung mit dem Nabenverhältnis des betrachteten Messquerschnitt von ca. 0.3 als ausreichend betrachtet.

Das Diagramm links oben in Abbildung 6.25 zeigt entsprechend diesen Mittelungen berechnete Verteilungen der Meridiankomponenten entlang des Spiralumfangs (Zählrichtung beginnend bei 0° am Sporn in Richtung der Laufraddrehung), die erwartungsgemäß für den Bestpunkt den gleichförmigsten Verlauf zeigen. Die gegenüber einem gedachten Mittelwert auftretenden Ungleichförmigkeiten der Verteilungen der Teil- und Überlastbetriebspunkte sind unter Berücksichtigung eines dem Laufschaufelumschlingungswinkel entsprechenden Winkelversatzes mit der Strömung des Spiralgehäuseeintritts in Verbindung zu bringen. Dabei kann bei Überlast eine gegenüber dem restlichen Spiralquerschnitt erhöhte Förderung im Druckstutzenbereich anhand der größeren Meridiangeschwindigkeiten im Winkelbereich $\varepsilon \approx 100^\circ$ identifiziert werden und umgekehrt bei Teillast eine erhöhte Förderung im Spornbereich.

Die Strömungswinkel (Diagramm links unten) korrelieren in Übereinstimmung mit den Geschwindigkeitsdreiecken mit den Umfangskomponenten (Diagramm rechts oben). Die Umfangskomponenten- und Strömungswinkelverteilungen zeigen für die Überlastbetriebspunkte eine gegenüber den Meridiankomponentenverteilungen um $\Delta\varepsilon \approx 80^\circ$ verschobene Verteilung der Ungleichförmigkeiten (Neutraldurchgänge der c_m -Komponenten bei $\varepsilon \approx 180^\circ$ und 360° , Neutraldurchgänge von c_u und α bei $\varepsilon \approx 100^\circ$ und 280°). Es ist zu vermuten, dass in diesen Betriebspunkten die mit den entlang des Spiralumfangs veränderlichen Geschwindigkeiten (siehe Diagramm oben links, Überlast und Auslegungspunkt: $c \approx c_m$) entsprechend der Bernoulli-Gleichung verbundenen Druckunterschiede eine Sekundärströmung in Umfangsrichtung verursachen, die bei Erreichen des Messquerschnitt mit dem genannten Winkelversatz gemessen werden kann. In diesem Zusammenhang könnte die Verschiebung der Maxima/Minima der Teillastbetriebspunkte

auf den Einfluss des einsetzenden Dralls in der Zuströmung erklärt werden, eine einfache Interpretation ist jedoch wegen den verhältnismäßig komplexen Strömungsverhältnissen in den Teillastzirkulationsgebieten nicht möglich.

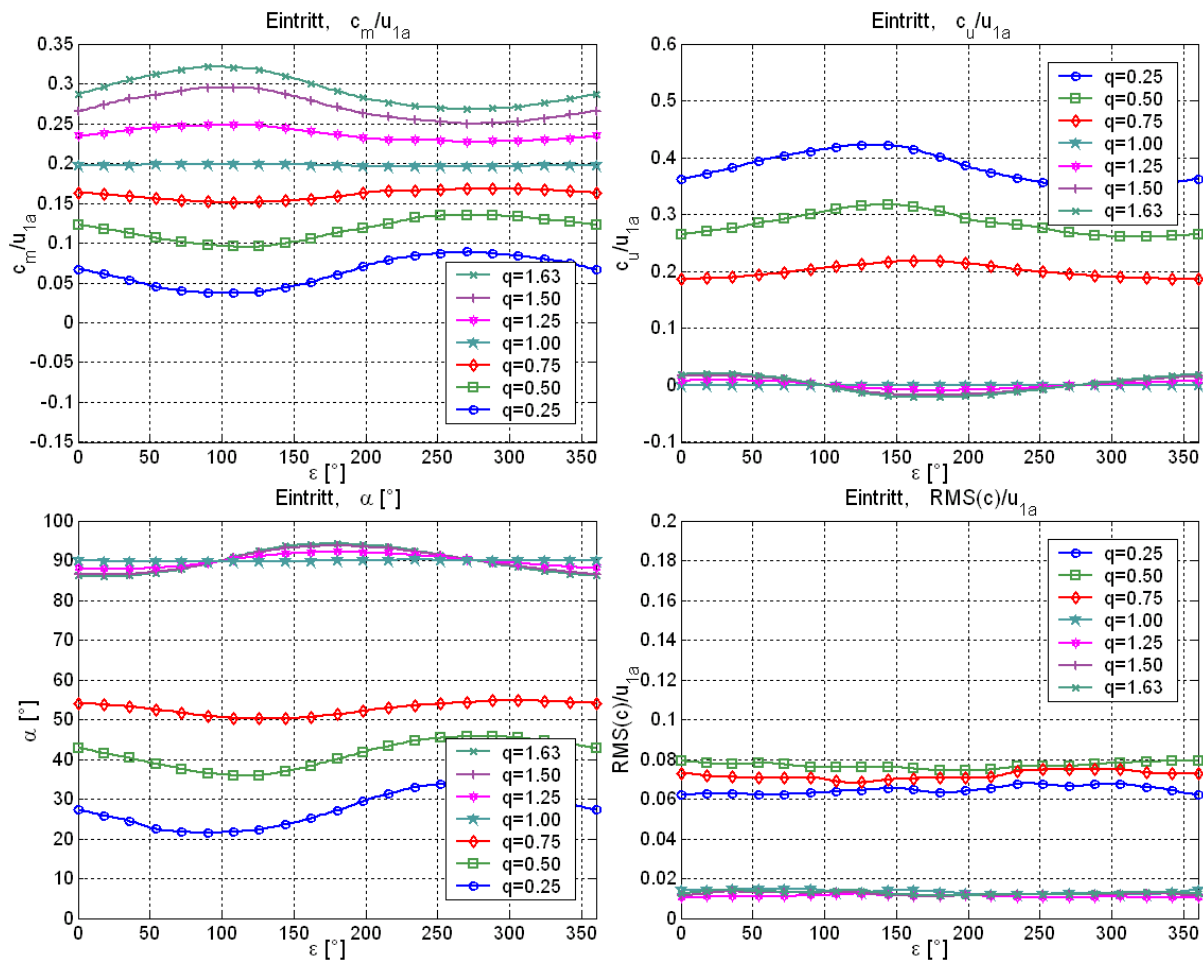


Abbildung 6.25: Radialgemittelte Größen, Laufradeintritt (Plotpunktzahlen reduziert)

Die Verteilungen der gemittelten Turbulenzintensitäten zeigen, wie bereits festgestellt, die infolge der Teillastzirkulationen erhöhten Werte im Teillastbetrieb. Die feststellbaren Ungleichförmigkeiten entlang des Spiralumfangs bewegen sich im Bereich der Ungenauigkeiten der Bestimmungsgröße, sodass von einer entlang des Spiralumfangs annähernd gleichförmigen Verteilung der Turbulenzintensitäten ausgegangen werden kann.

6.3.2 Spiralgehäuseeintritt

Bei der nachfolgenden Auswahl von Diagrammen zur Darstellung der Strömungsgrößenverteilungen am Spiralgehäuseeintritt dient die Umfangsgeschwindigkeit u_2 ($u_2 \approx 63.6 \text{ m/s}$) am Laufradaußendurchmesser als Bezugsgröße. In den Auftragungen am abgewinkelten Spiralgehäuseeintritt beschreibt die Abszisse mit den Zahlenwerten von 0 bis 360 die Position entlang des Spiralgehäuseeintrittsumfangs mit Zählrichtung im Drehsinn des Laufrads und mit der 0°-Position in radialer Erstreckung unter dem Mittelpunkt des Spornradius (in Konsistenz mit den

obigen Ausführungen). An der Ordinate ist die normierte Austrittsbreite des Radialdiffusors von Null (deckscheibenseitige Wand 'DS') bis Eins (tragscheibenseitige Wand 'TS') aufgetragen. Bezüglich der Diagramme erfolgt die gedachte Zuströmung im Saugstutzen von oben, und die Laufradbewegung erfolgt von links nach rechts. Der Bereich des Sporns befindet sich damit in den Darstellungen links und der Bereich des Druckstutzens rechts, wobei der Nasenradius des Sporns noch in den rechten Bildrand hineinragt. Zur besseren Darstellbarkeit ist die Achse der Radialdiffusorbreite gegenüber der Achse des Spiralumfangs um den Faktor 7 gestreckt. Zusätzlich sind die Schaufelhinterkanten und die axiale Berandung des Laufradaustrittsquerschnitts als helle Linien dargestellt. Die Diagramme zeigen Momentaufnahmen der Strömungszustände, bei denen sich eine Schaufelhinterkante unter dem Mittelpunkt des Spornradius befindet.

Entsprechend den Ausführungen im Abschnitt 2 ('Verwendete Verfahren zur Messung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) sind die Darstellung der Geschwindigkeitsverteilungen Ergebnisse von Messungen mit Eindraht-Hitzdrahtsonden, Darstellungen der Turbulenzintensität sind Messungen mit Kreuzdrahtsonde zuzuordnen und die Darstellung der Totaldruckverteilungen entstammen Zylindersondenmessungen.

6.3.2.1 Geschwindigkeitsverteilungen

Zur Definition der Größenbezeichnungen am Laufradaustritt zeigt die Abbildung 6.26 ein entsprechendes Geschwindigkeitsdreieck.

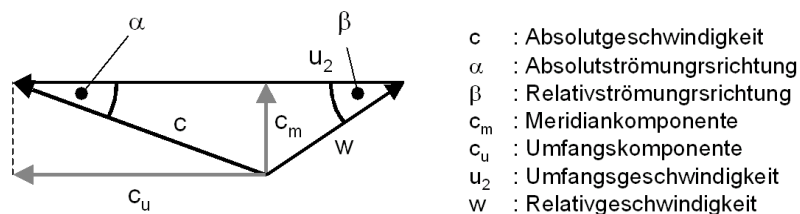


Abbildung 6.26: Definition der Geschwindigkeitsbezeichnungen am Laufradaustritt

In der Abbildung 6.27 sind Verteilungen der Absolutgeschwindigkeit c aufgetragen. Dabei fällt zunächst auf, dass die Absolutgeschwindigkeiten im Mittel von Überlast (oben) zum Bestpunkt (Mitte) zunehmen, obwohl der geförderte Volumenstrom abnimmt.

Ein Vergleich mit den Verteilungen der Umfangskomponenten in Abbildung 6.28 zeigt, dass die höheren Absolutgeschwindigkeiten in Richtung der Teillastbetriebspunkte eine Folge der durch die flachere Laufradabströmung vergrößerten Umfangskomponenten sind (im Mittel Richtung Teillast zunehmende Umfangsgeschwindigkeiten). Das nach dem Impulssatz damit verbundene vergrößerte Potenzial zur Energieerhöhung spiegelt sich in den größeren Druckzahlen der Förderkennlinie im Teillastbereich wieder.

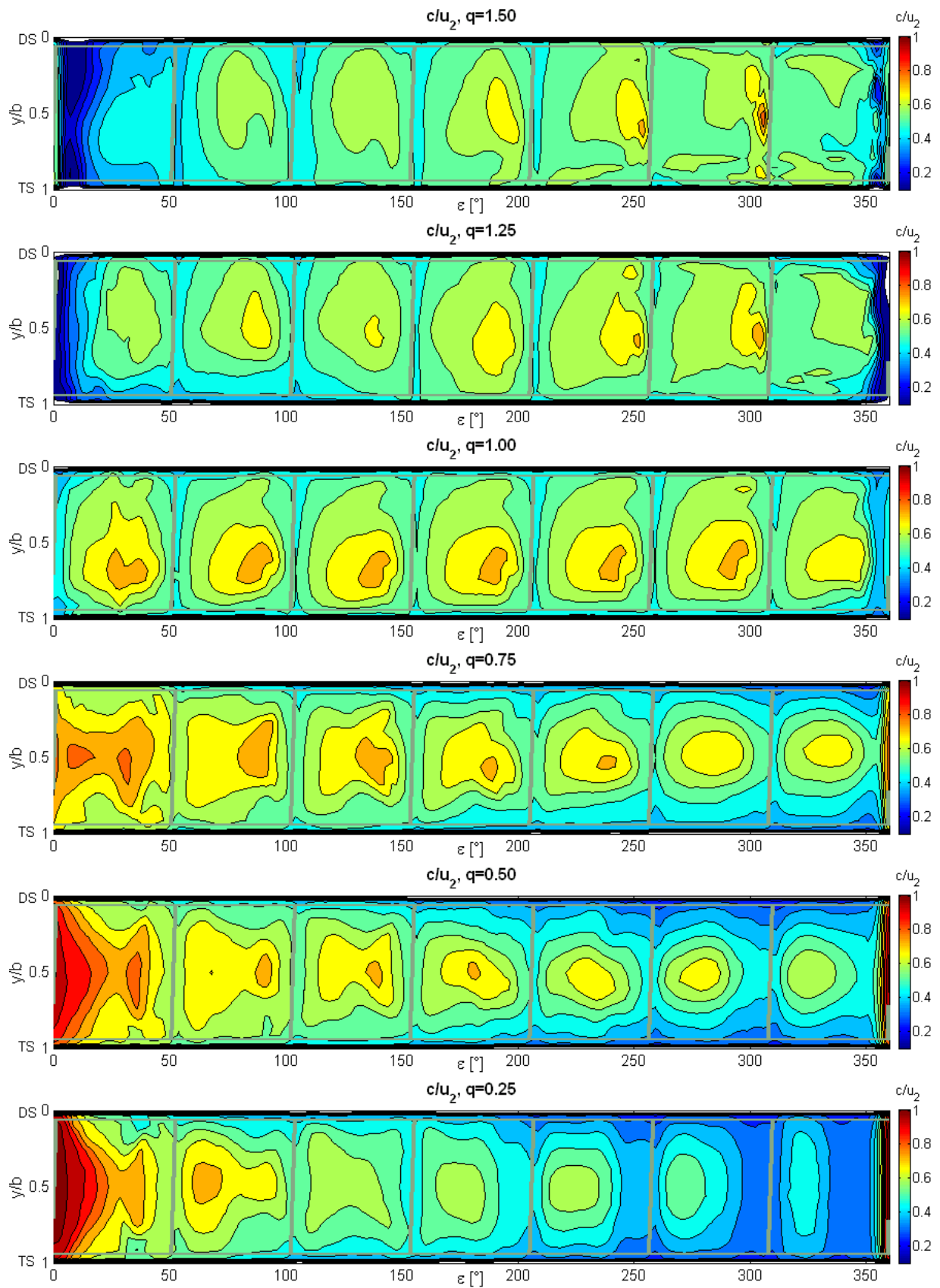


Abbildung 6.27: Verteilung der Absolutgeschwindigkeiten am Spiralgehäuseeintritt

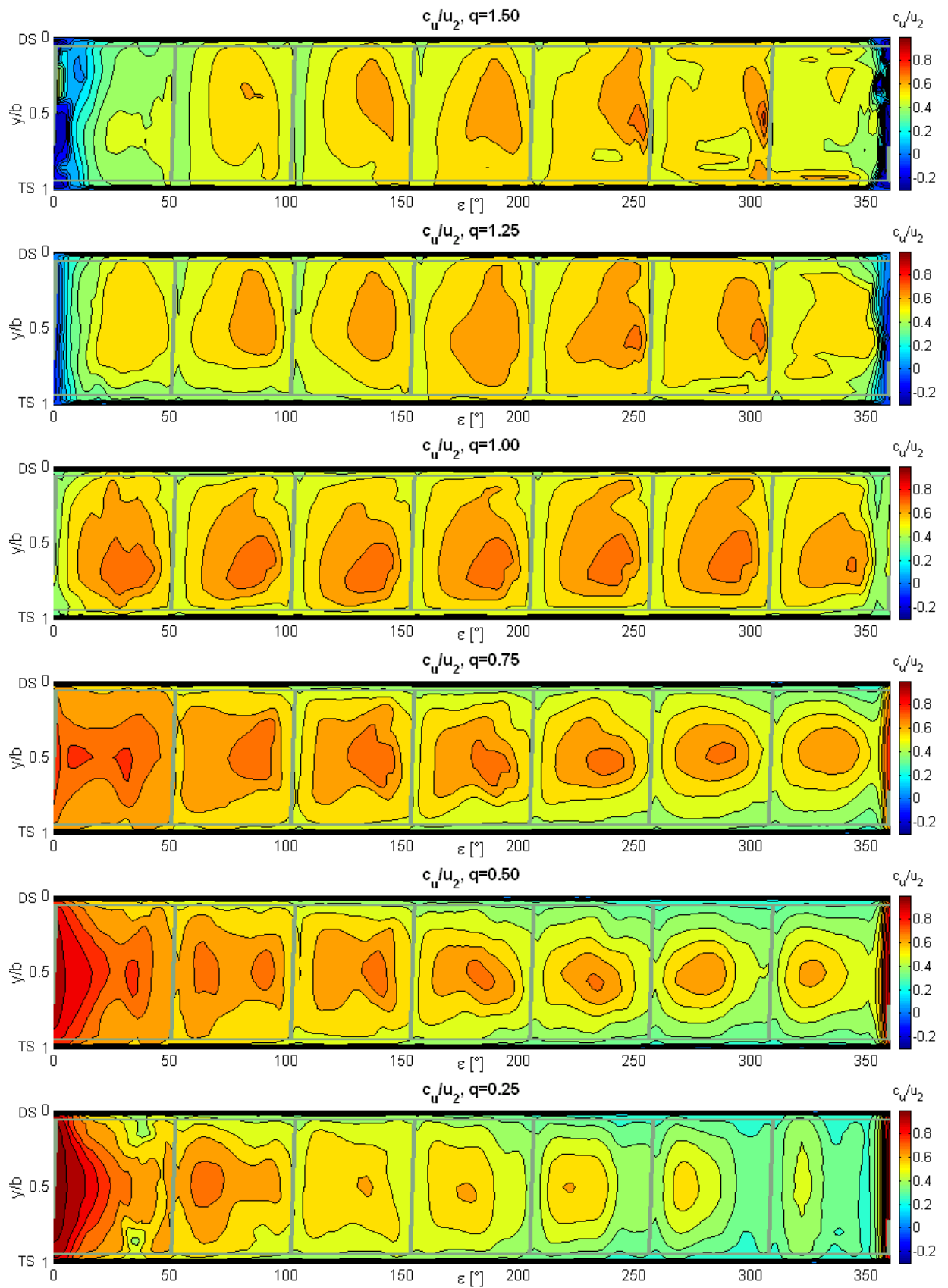


Abbildung 6.28: Verteilung der Umfangskomponenten am Spiralgehäuseeintritt

Die Mittelwerte der in Abbildung 6.29 dargestellten Meridiankomponenten geben den zum Teillastbereich hin abnehmenden Volumenstrom wieder. Bereiche negativer Meridiankomponenten (Strömungsrichtung von der Spiralgehäuseseite ins Laufrad) sind in den Darstellungen mit entsprechenden Zahlenwerten gekennzeichnet und zusätzlich mit einer durchgezogenen, roten Linie umrandet. Sie treten bereits bei Fördergrad $q=0.75$ tragscheibenseitig infolge der Spornumströmung auf.

Die gestrichelten Linien begrenzen die Zonen von Rezirkulationsgebieten in den Wandbereichen. Zur Berechnung der Linien werden an allen Spiralpositionen ε die zeitlich gemittelten Meridiangeschwindigkeiten an der Wand beginnend entlang der Radialdiffusorbreite b integriert und die Nulldurchgänge als Positionen der Linien festgehalten. Die Berechnungen werden jeweils unabhängig von beiden Wandseiten des Radialdiffusors durchgeführt. Beispiel: Bei Fördergrad $q=0.5$ ist die Summe der Meridiankomponenten in Höhe der Spiralposition $\varepsilon \approx 230^\circ$ an der Wand bei Breitenposition $y/b=0$ beginnend bis zur Breitenposition $y/b \approx 0.25$ zunächst negativ und erreicht infolge der ansteigenden Werte den Wert Null an der Breitenposition $y/b \approx 0.4$, die damit die Position der gestrichelten Linie darstellt. In dem eingeschlossenen Bereich zwischen der Wand und der Begrenzungslinie tritt also gleich viel Volumenstrom ein wie aus, und der geförderte Volumenstrom entspricht dem Integral der Meridiankomponenten des verbleibenden Bereiches. Zur Berechnung der gestrichelten Linie wird bei den Integrationen ein auftretender Vorzeichenwechsel von negativen zu positiven Werten festgehalten und zur Berechnung der durchgezogenen, roten Linie ein Vorzeichenwechsel von positiven zu negativen Werten. Der innerhalb der durchgezogenen, roten Linie eingeschlossene Bereich ist damit im zeitlichen Mittel vollständig negativ durchströmt.

Grundsätzlich ist die Unterteilung in einen geförderten und einen rezirkulierenden Volumenstrom auch für Bilanzierungen geeignet, die sich durch Gesamtintegrale der Meridiankomponenten jedoch auf einfachere Weise durchführen lassen. Für die Darstellungen sind die Berechnungen insbesondere aus anschaulichen Gründen bezüglich der negativ durchströmten Bereiche hilfreich. Bemerkenswert sind in diesem Zusammenhang die Gebiete im Druckstutzenbereich ($\varepsilon \approx 270^\circ \div 360^\circ$) die bei Fördergrad $q=0.25$ im Mittel negativ durchströmt werden und mehr als eine Laufradteilung abdecken. Daraus lässt sich schließen, dass die Strömung in einem Laufradkanal bei Teillast während des Umlaufs in der Spirale im Integral eine zyklische Strömungsumkehr erfährt.

Bei Überlast nehmen sowohl die Meridiankomponenten, als auch die Umfangskomponenten in Richtung des Druckstutzens zu. Trotz dieser Zunahme der Absolutgeschwindigkeit führt der Verlauf des statischen Druckes entlang des Spiralumfangs (vgl. Druckverlauf im Diffusorbereich Abbildung 6.32) zu insgesamt kleineren Totaldrücken im Druckstutzenbereich, wie die Abbildung 6.31 für den entsprechenden Lastpunkt zeigt. Der folglich dieser Zusammenhänge unverhältnismäßig geringe statische Druck im Druckstutzenbereich (bzw. der Druckgradient am Sporn in Richtung des Druckstutzens) ist vermutlich die Ursache für die Richtungsumkehr der Umfangskomponenten im Spornbereich (Strömung entgegen der Laufraddrehrichtung!), die sich an den negativen Werten im oberen Diagramm der Abbildung 6.28 identifizieren lassen. Eine Analyse des zeitlichen Verlaufs zeigt, dass die Richtungsumkehr momentan auftritt und zwar zyklisch mit jeder passierenden Laufradteilung.

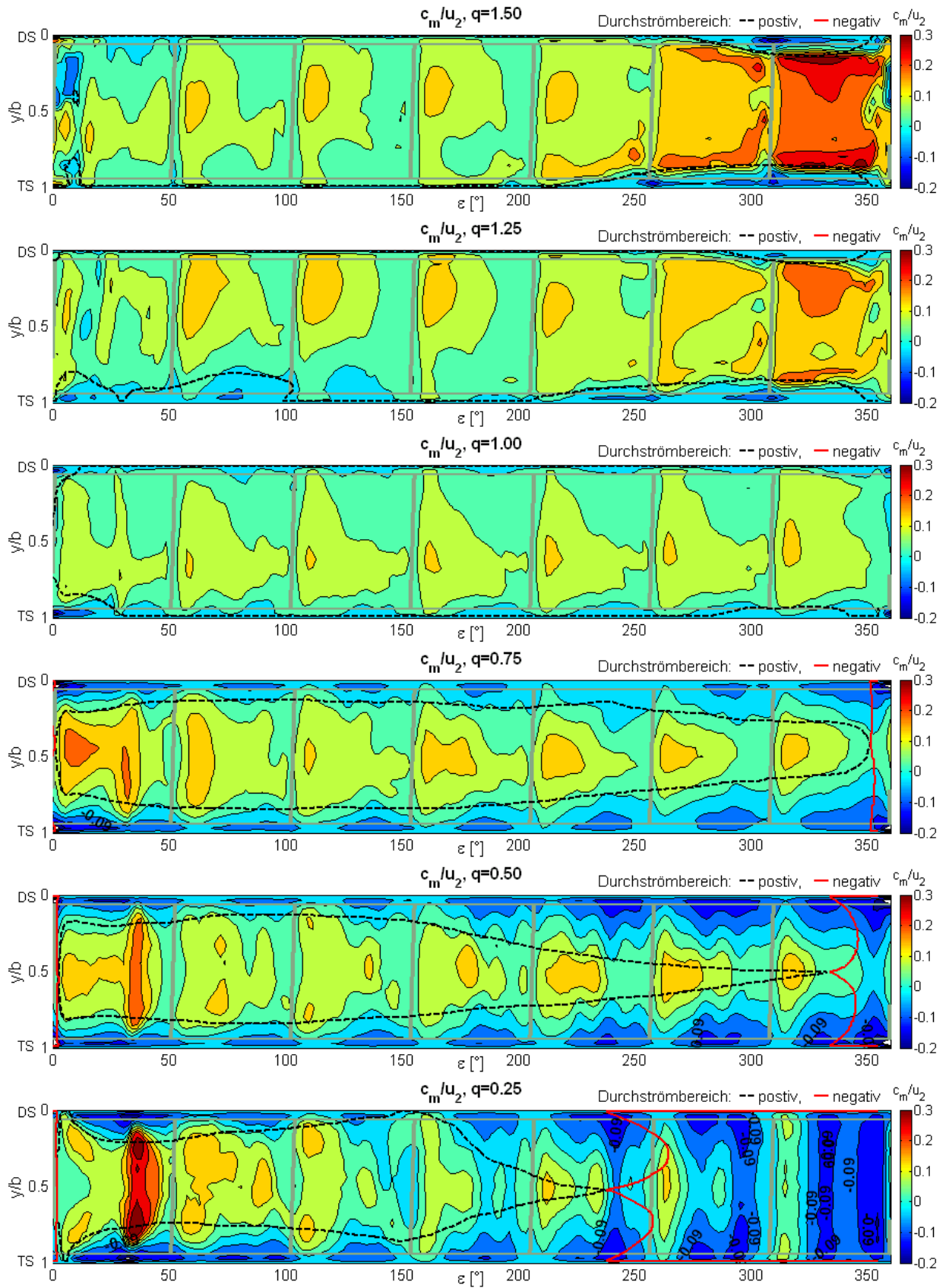


Abbildung 6.29: Verteilung der Meridiankomponenten am Spiralgehäuseeintritt

6.3.2.2 Verteilungen der Turbulenzintensität

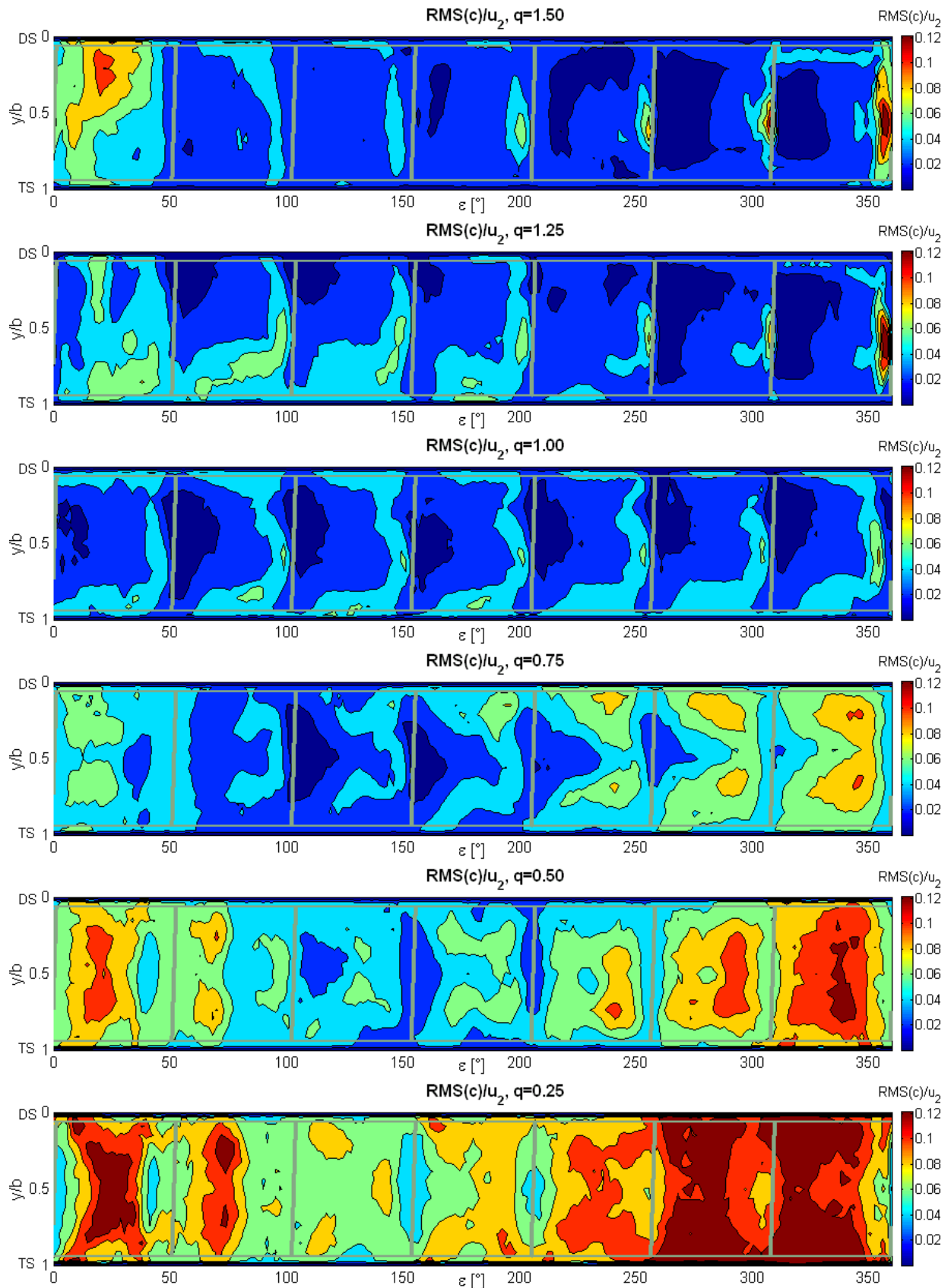


Abbildung 6.30: Verteilung der Turbulenzintensitäten am Spiralgehäuseeintritt

Die Umkehr der Umfangskomponenten bei Überlast sowie der Richtungswechsel der Durchströmung (Meridiankomponenten) bei Teillast führen zu den in Abbildung 6.30 erhöhten Werten der Turbulenzintensität im Sporn- bzw. Druckstutzenbereich.

Die geringsten Turbulenzintensitäten zeigt der Betriebspunkt $q=1.0$, bei dem sowohl die gleichmäßigsten Wanddruckverteilungen (vgl. Abbildung 6.32), als auch die gleichmäßigsten Totaldruckverteilungen (vgl. Abbildung 6.31) entlang des Spiralumfangs gefunden werden können. In den Teil- und Überlastbetriebspunkten führt die Abweichung von diesen gleichmäßigen Druckverteilungen zu Sekundärströmungen, deren kennzeichnende Eigenschaft an sich bereits ein erhöhter Turbulenzgrad ist. Zusätzlich verursachen die Sekundärströmungen gebietsweise einen mit Abweichung vom Bestpunkt zunehmend bidirektionalen Austausch der Spiralgehäuseströmung mit der Laufradströmung, wodurch es zu intensiver Durchmischung von Strömungen unterschiedlicher Geschwindigkeiten und damit zu den (auch in Abbildung 6.30 sichtbaren) intensiv ausgeprägten Turbulenzintensitäten (bis zu 30% der Absolutgeschwindigkeiten!) kommt.

Es sei an dieser Stelle nochmals angemerkt, dass die dargestellten Turbulenzintensitäten infolge der laufradwinkelbezogenen Auswertung bereits automatisch von den schaufelperiodischen Geschwindigkeitsänderungen befreit sind und damit keine Anteile dieser Schwankungsgrößen enthalten.

6.3.2.3 Totaldruckverteilungen

Die in der nachfolgenden Darstellung aufgetragene örtliche Totaldruckzahl ψ_t berechnet sich aus dem gemessenen örtlichen Totaldruck p_t nach Gleichung (6.13), wobei die Größen $\bar{p}_{t,e}$, $\bar{\rho}_m$ und u_2 entsprechend den Ausführungen im Abschnitt 6.1.1 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad', S.3ff) bestimmt werden.

$$\psi_t = \frac{p_t - \bar{p}_{t,e}}{\bar{\rho}_m \cdot u_2^2 / 2} \quad (6.13)$$

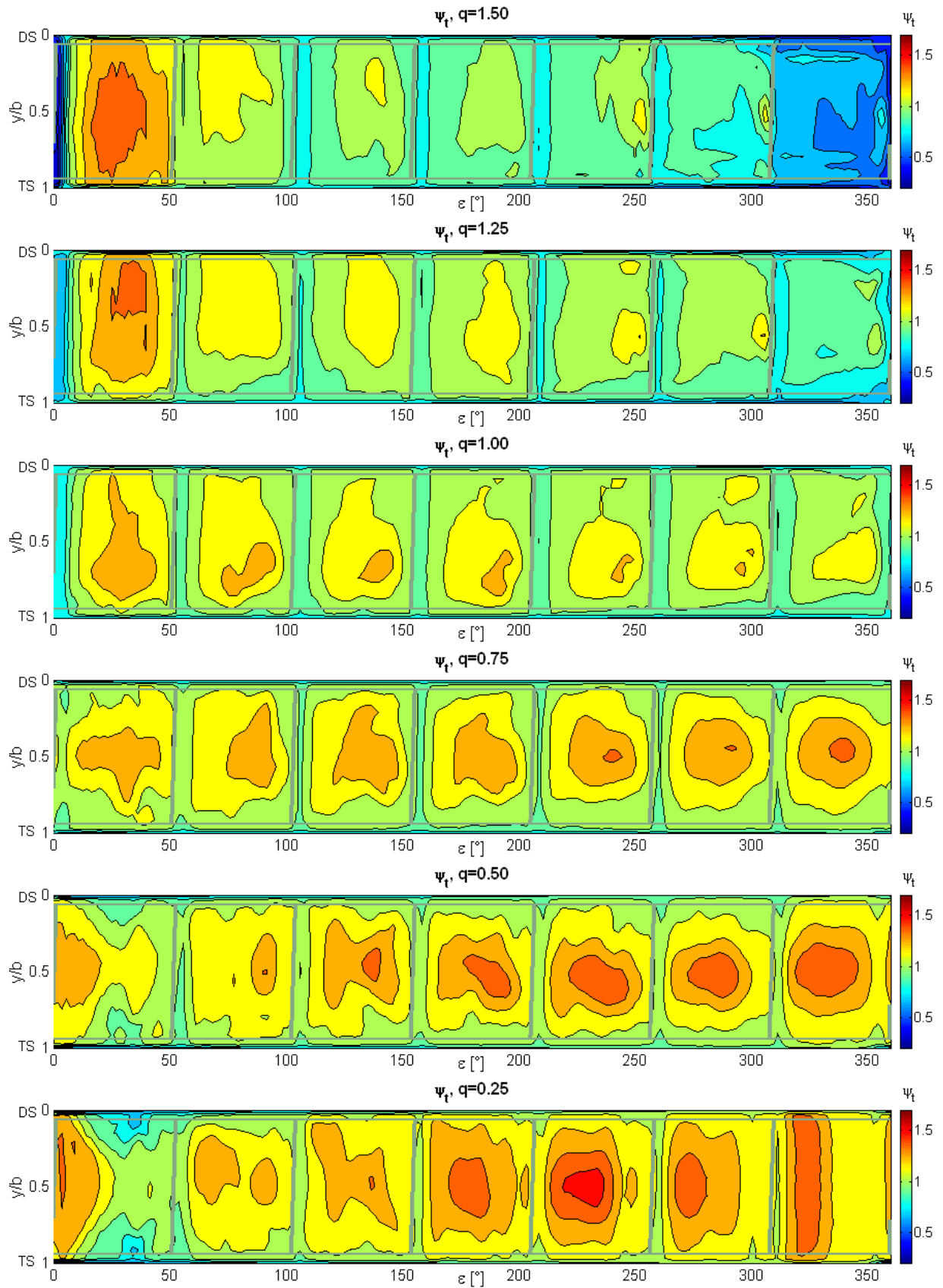


Abbildung 6.31: Totaldruckverteilungen am Spiralgehäuseeintritt

Unter der Annahme, dass die Verteilungen des statischen Druckes entlang der Diffusorbreite annähernd konstant sind (bei den geringen Axialkomponenten und kleinen Machzahlen ist diese Annahme gut erfüllt), lassen sich die dargestellten Totaldruckverteilungen entsprechend der Bernoulli-Gleichung (6.14)

$$p_t = p_s + \frac{\bar{\rho}_m}{2} \cdot c^2 \quad (6.14)$$

über die Wanddruckverteilungen (liefern p_s in Gleichung (6.14)) der Abbildung 6.32 qualitativ mit den Geschwindigkeitsverteilungen der Abbildung 6.27 (liefern c in Gleichung (6.14)) in Zusammenhang stellen.

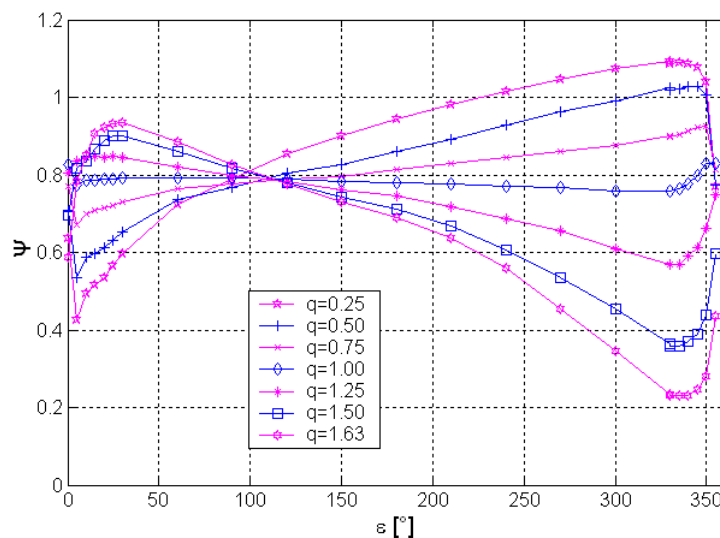


Abbildung 6.32: Zusätzliche Darstellung der Wanddruckverteilungen im Diffusorbereich (identisch mit Abbildung 6.12, Abschnitt 6.2)

Dadurch wird beispielsweise deutlich, dass bei Teillast die verhältnismäßig hohen Druckzahlen im Spornbereich trotz der dort geringen statischen Drücke durch die hohen Absolutgeschwindigkeiten zustande kommen und die Maximalwerte der Totaldrücke im Bereich der Spiralposition 25° eine Folge der Überlagerung der gegenläufigen Verteilungen von statischem Druck und Geschwindigkeit sind. In umgekehrter Weise kommen die hohen Totaldruckzahlen im Spornbereich bei Überlast hauptsächlich durch die statischen Druckanteile zustande und weniger durch Geschwindigkeitsanteile, die in diesem Bereich Minimalwerte erreichen.

6.3.2.4 Zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen

Die Auftragung der analog den Darstellungen im vorigen Abschnitt gemäß Gleichung (6.11) berechneten zeit- und umfangsgemittelten Verteilungen erfolgt über der Breite des Radialdiffusors, wobei der Wert Null die deckscheibenseitige und der Wert Eins die tragscheibenseitige Diffusorwand referenziert. Wie die im vorigen Abschnitt beschriebenen Diagramme der

Strömungsgrößenverteilungen zeigen, ergeben sich entlang des Spiralgehäuseumfangs keine wesentlichen Veränderungen der Breitenverteilungen, sodass die nachfolgenden Diagramme stellvertretend den Charakter der Strömungsgrößenverteilungen am Spiralgehäuseeintritt entlang der Radialdiffusorbreite gut wiedergeben.

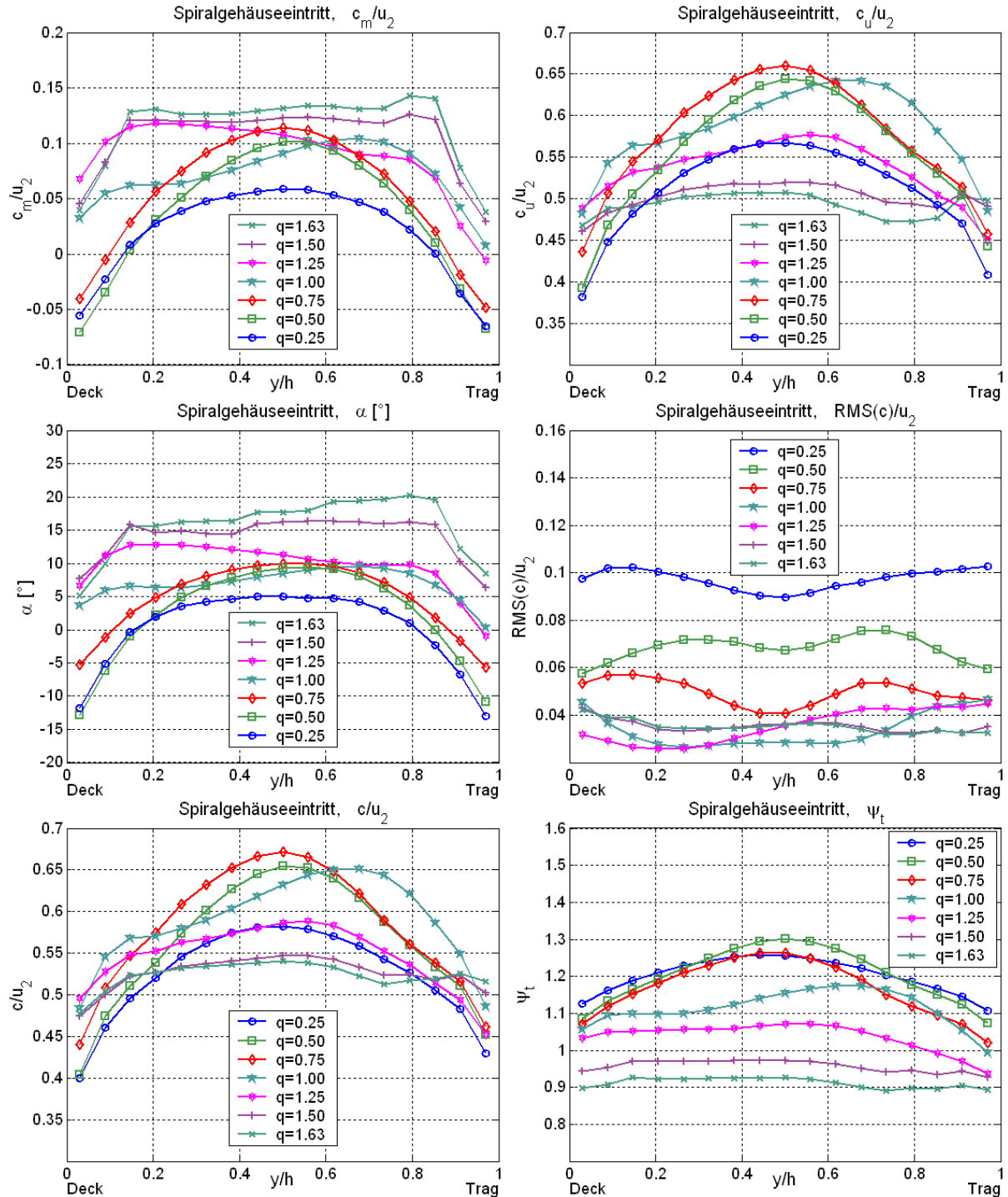


Abbildung 6.33: Umfangsgemittelte Größen am Spiralgehäuseeintritt

Abgesehen von den Verteilungen der Fördergrade $q=1.0$ und $q=1.25$ zeigen die Auftragungen ausgesprochen mittensymmetrische Verteilungen aller Strömungsgrößen. Dabei fällt auf, dass außer bei den Überlastbetriebspunkten ($q=1.25 \dots 1.63$) Bereiche höherer Umfangsgeschwindigkeiten und Totaldrücke mit Bereichen höherer Meridiangeschwindigkeiten verknüpft sind. Der Energieeintrag in das Spiralgehäuse erfolgt in diesen Betriebspunkten bezüglich der Laufradaustrittsbreite also örtlich konzentriert. Die Rezirkulationsgebiete der Teillastbetriebspunkte lassen sich anhand der negativen Meridiankomponenten in erstaunlich symmetrischer Verteilung beidseitig im Wandbereich ausmachen. Die wieder in das Laufrad eintretende Strömung reduziert die zur Förderung des austretenden Volumenstroms verbleibende Querschnittsfläche, wodurch es zu einer Erhöhung der Meridiangeschwindigkeiten im Laufradmittenbereich kommt, die bei den Fördergraden $q=0.5$ und $q=0.75$ sogar die Mittelwerte der Meridiangeschwindigkeiten des Bestpunktes übersteigen. Das durch die Rezirkulationen verursachte, wiederholte Eintreten der bereits mit Umfangsgeschwindigkeit behafteten Spiralgehäuseströmung in das Laufrad führt dabei infolge der erneuten Impulsübertragung vom Laufrad an die austretende Strömung zu den zusätzlich erhöhten Umfangskomponenten im gleichen Querschnittsbereich. Diese Betrachtung kann den Widerspruch im Zusammenhang zwischen Meridian- und Umfangsgeschwindigkeiten des Geschwindigkeitsdreiecks am Laufradaustritt erklären, nach dem unter ursprünglicher Annahme konstanten Relativströmungswinkels β größere Meridiankomponenten eigentlich mit kleineren Umfangskomponenten verknüpft sein müssten. In den Überlastbetriebspunkten entsprechen die Zusammenhänge der Umfangs- und Meridiangeschwindigkeitsverteilungen den Zusammenhängen des Geschwindigkeitsdreiecks (kleinere Meridiankomponenten bei größeren Umfangskomponenten und umgekehrt). Dass dieser Zusammenhang im Bestpunkt nicht zu finden ist, sollte mit Sekundärströmungserscheinungen im Laufradkanal zusammenhängen.

Bei den Verteilungen der Turbulenzintensitäten zeigen die für die Teillastbetriebspunkte rechts und links der Mittenströmung erhöhten Werte die Auswirkungen der Rezirkulationen, die zur Wand hin vermutlich infolge Dämpfungseffekten und durch die eindeutige Orientierung der Rückströmung abnehmen. Interessant ist, dass die tragscheibenseitige Turbulenzintensität bei Fördergrad $q=1.0$ und $q=1.25$ gegenüber der restlichen Austrittsbreite erhöht ist, wodurch möglicherweise auf Ablösungserscheinungen im einzelnen Laufradkanal geschlossen werden kann.

Ein Vergleich der Absolutgeschwindigkeits- und Totaldruckverteilungen in den beiden unteren Diagrammen zeigt qualitativ ähnliche Verläufe, wie dies unter Annahme gleichbleibender statischer Druckverteilung entlang der Querschnittsbreite entsprechend der Staudruckwirkung der Strömung auch zu erwarten ist. Die unterschiedlichen Mittelwertniveaus der c - und ψ_t -Verteilungen sind auf die in den Druckzahlen ψ_t enthaltenen, betriebspunktabhängigen Anteile des statischen Druckes zurückzuführen.

6.3.2.5 Zeit- und axialgemittelte Verteilungen

Die Berechnung der zeit- und axialgemittelten Verteilungen erfolgt analog den Darstellungen im Abschnitt 6.3.1.2 (S.3ff) zur Beschreibung der Verteilungen am Laufradeintritt gemäß Gleichung (6.12).

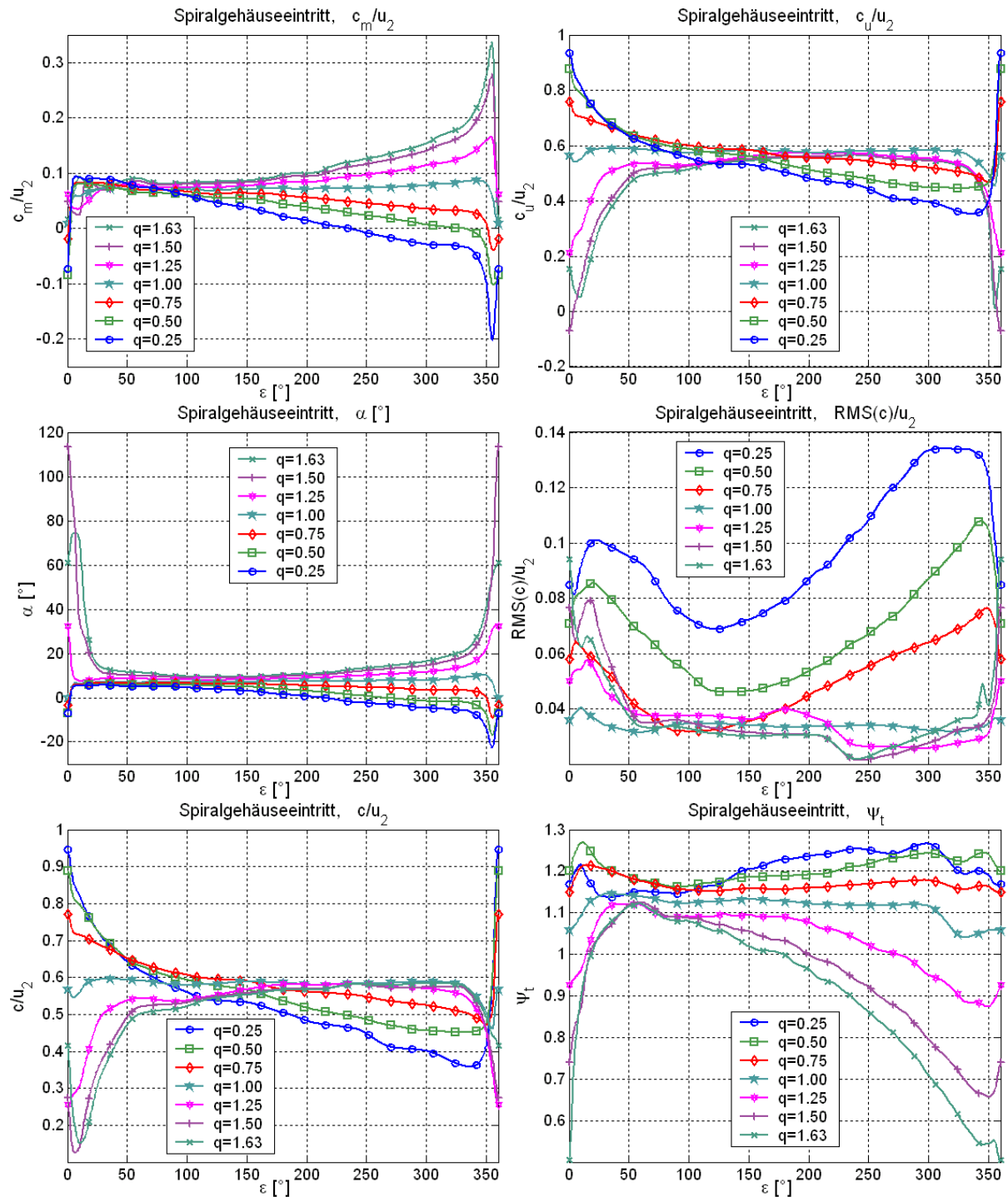


Abbildung 6.34: Axialgemittelte Größen, Spiralgehäuseeintritt

Die Diagramme der Abbildung 6.34 zeigen entsprechend diesen Mittelungen berechnete Verteilungen der Strömungsgrößen entlang des Spiralumfangs mit Zählrichtung beginnend bei 0° am Sporn in Richtung der Laufraddrehung.

Die gleichmäßigsten Verteilungen zeigt, wie bereits oben dargestellt, der Fördergrad $q=1.0$, wobei die niedrigsten Werte der Meridiankomponenten bei 360° die Verdrängungswirkung des Sporns zeigen, die die Strömung in Richtung des Laufrades führt. Für die Teillastbetriebspunkte zeigen die Meridiankomponenten den bereits oben festgestellten, in Richtung des Spiralumfangs abnehmenden Volumenstrom an. An der Position $\varepsilon \approx 355^\circ$ verursacht die Verdrängungswirkung der Spornnase neben dem scharfen Absinken der Meridiankomponenten einen gleichzeitigen Anstieg der Absolut- und Umfangsgeschwindigkeiten. Ein umgekehrtes Verhalten zeigt sich im Überlastbetrieb, wo der überwiegende Teil der Strömung das Laufrad im Druckstutzenbereich ($\varepsilon > 270^\circ$) verlässt, was an den größeren Meridiankomponenten und Strömungswinkeln bei gleichzeitig gegenüber den anderen Betriebspunkten verhältnismäßig großen Absolutgeschwindigkeiten in diesem Bereich erkennbar ist. Die Folge ist ein Ausweichen der Strömung in Richtung des Druckstutzens über den Sporn hinweg, was zu den stark ansteigenden Strömungswinkeln, Meridiankomponenten und Absolutgeschwindigkeiten im Bereich vor dem Spornnasenradius ($\varepsilon \approx 355^\circ$) führt.

Die Verteilungen der Strömungswinkel (Diagramm Mitte, links) sind qualitativ in entsprechender Weise (vgl. Geschwindigkeitsdreieck, Abbildung 6.26) den Meridiangeschwindigkeiten zugeordnet. In diesem Zusammenhang wird deutlich, dass sich der Staupunkt der Strömung am Sporn bei Überlast auf der Laufradseite (Spiralgehäuse-Saugseite) und bei Teillast auf der Druckstutzenseite befinden muss. Für den Bestpunkt ist die Lage des Staupunktes zwar am vordersten Spornradienpunkt zu erwarten, anhand der Strömungswinkelverteilungen kann jedoch nur erkannt werden, dass die Strömung durch die Verdrängungswirkung des Sporns in diesem Betriebspunkt unter dem Sporn tangential ($\alpha=0$) dem Laufradaußendurchmesser bzw. dem Spornradius folgt.

Die reduzierten Absolutgeschwindigkeiten und gleichzeitig erhöhten Turbulenzintensitäten im Bereich $\varepsilon \approx 10^\circ$ lassen vermuten, dass die Strömung unmittelbar nach dem Sporn (hier könnte der in der zweiten Ableitung unstetige Übergang vom Spornradius zur nachfolgenden Spiralkontur die Ursache sein) bereits im Bestpunkt ablöst. In Richtung Überlast zeigen die entsprechenden Verläufe in diesem Bereich anhand der steigenden Turbulenzintensitäten und der fallenden Absolutgeschwindigkeiten ein Anwachsen des Ablösegebietes, und die bei starker Überlast einsetzende, oben erwähnte, transiente Umkehrung der Strömung im Spornbereich in entgegengesetzter Richtung der Laufradbewegung kann sogar in den zeitlichen Mittelwerten anhand der negativen Umfangskomponenten (Diagramm oben rechts) und den entsprechend großen Strömungswinkeln Diagramm Mitte links) für den Fördergrad $q=1.5$ noch festgestellt werden.

6.3.3 Strömungszustände im Druckstutzen

Zur Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Druckstutzenbereich wurde das Konturteil der Spiralvariante 2 (kleinerer Spornabstand) zur Durchführung der PIV-Messungen für eine optische Zugänglichkeit modifiziert. Untersuchungen mit einer Fadensonde haben ein gleiches Strömungsbild im Druckstutzenbereich beider Spiralvarianten gezeigt, so dass auf eine zusätzliche Untersuchung für die Spiralvariante 1 verzichtet wurde. Die nachfolgend dargestellten Ergebnisse sind daher qualitativ stellvertretend auch für die Strömungszustände im Druckstutzenbereich der Spiralvariante 1 zu sehen. Die Fotos der Abbildung 6.35 zeigen die durchgeführten Umbaumaßnahmen am Konturteil und Prüfstand.



Abbildung 6.35: Modifikationen am Prüfstand und am Spiralenkonturteil der Spiralvariante 1

Im Bild oben links sind drei Schlitze im Konturteil erkennbar, die der Aufnahme der zum Polieren eingespannten CNC-gefrästen Acrylglasfenster im mittleren oberen Foto dienen. Das Foto oben rechts zeigt die am Prüfstand montierte Spirale mit den eingeklebten Fenstern. Im Foto unten links wurde eine der Seitenplatten durch ein Acrylglasfenster ersetzt, an das sich dahinter die bereits oben beschriebene kurze Druckstutzenverlängerung anschließt. Der transparente Druckstutzen erlaubt die Aufnahme von Bildern mittels einer CCD-Kamera (CCD: Charge-Coupled Device), während die drei Fenster im Spiralenkonturteil das Einleiten des PIV-Laserlichtfächers in drei Querschnitten ermöglicht. Um eine ausreichende Partikeldichte für die Aufnahmen zu erzielen, musste der Kreislauf durch Rückführung der Strömung vom Druckstutzen zum Saugmund der Volumenstrommessdüse geschlossen werden. Dazu zeigt das Foto unten in der Mitte die aus einem flexiblen Aluminium-Lüftungsrohr bestehende Rückführung. Rechts im Bild ist eine schwarze Stoffabdeckung zum Schutz vor dem Laserlicht zu erkennen. Das Bild unten rechts zeigt

den Bildbereich der nachfolgend dargestellten PIV-Aufnahmen, in dem der durch den Lichtfächer erhellte Wandbereich des Druckstutzens erkennbar ist. Die Fenster für den Lichtfächer befinden sich dabei im unteren Bildrand. Die Strömung tritt im Bild schräg unten links aus der Spirale aus und verlässt den Druckstutzen nach rechts.

Die Abbildung 6.36 und die Abbildung 6.38 zeigen zunächst Aufnahmen der Untersuchungen mit Fadensonde. Um den Druckstutzen von der Austrittsseite her mit der Fadensonde erreichen zu können, wurde für die Aufnahmen anstelle der kurzen Druckstutzenverlängerung nur die deckscheibenseitige Platte des Spiralgehäuses durch ein Acrylglasfenster ersetzt. In den ersten vier Bildern der Abbildung 6.36 sind die Strömungszustände für Überlast im Mittenbereich des Druckstutzens zu sehen. Das Strömungsbild dieses Betriebspunktes wird dominiert von turbulenten Geschwindigkeitskomponenten, die in der Mitte von der oberen Wand weg nach unten führen. Im unteren Wandbereich (Bild oben rechts und unten links) folgt die Strömung der Wandkontur, wobei die Turbulenz in Richtung des Austrittsbereichs zunimmt.

Im trag- und deckscheibenseitigen Wandbereich (Bild unten Mitte und unten rechts) folgt die Strömung näherungsweise der Stutzenkontur mit überlagerten Komponenten nach oben.

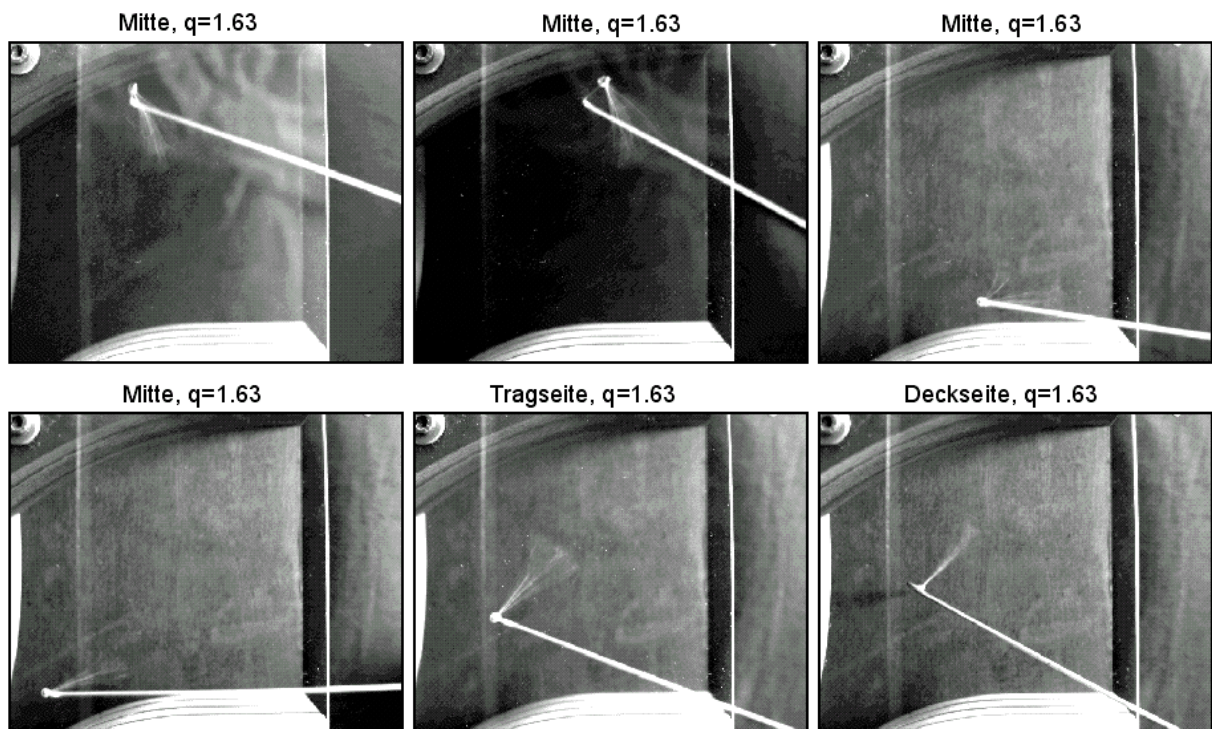


Abbildung 6.36: Fadensondenaufnahmen im Druckstutzenbereich, Überlast

Eine anschauliche Darstellung des Strömungsbildes im Druckstutzen bei Überlast liefert die Abbildung 6.37. Ähnlich der Strömung in einem Rohrbogen bilden sich in der Spirale infolge des Druckgradienten in radialer Richtung die schematisch in ein Foto des Druckstutzensaustritts eingezeichneten Sekundärwirbel aus, die im Mittenschnitt zu den Geschwindigkeitskomponenten

von der Wand weg führen und in den Schnitten der Trag- und Deckscheibenseite zu den Aufwärtskomponenten hin führen.

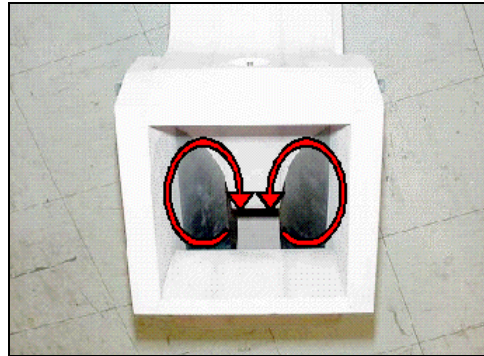


Abbildung 6.37: Sekundärwirbel zur Erklärung der Strömung im Druckstutzen

Die Rotationsrichtung der Sekundärwirbel ist analog der Orientierung der Rotationsrichtung der Sekundärströmungen in einem Rohrbogen der Krümmungsrichtung der Spirale zuzuordnen. Der Abschnitt umgekehrter Krümmung des Druckstutzens ist zu kurz, um die Wirbelrichtung bis zum Austritt umzukehren.

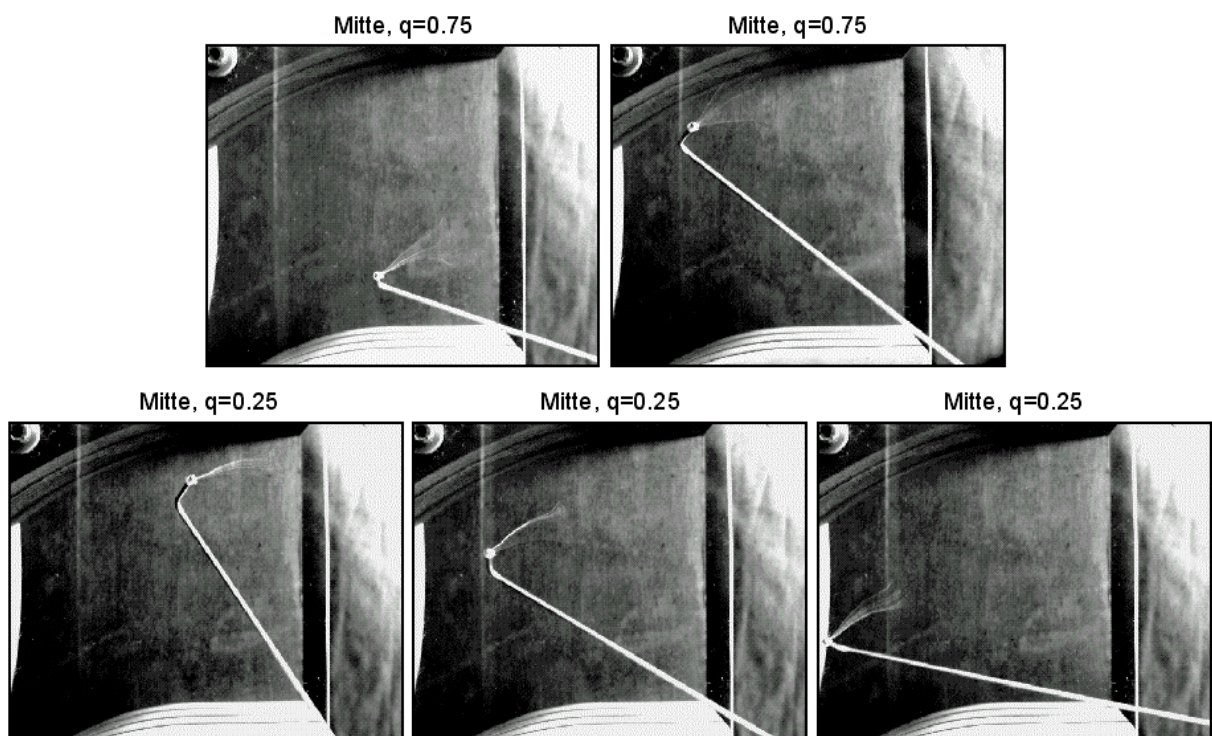


Abbildung 6.38: Fadensondenaufnahmen im Druckstutzenbereich, Teillast

Während die Strömungsbilder der Abbildung 6.36 im gesamten Überlastbereich erhalten bleiben, stellt sich mit zunehmender Teillast wieder eine der Druckstutzenkontur folgende Strömung ein. Dazu zeigt die Abbildung 6.38 die Strömungszustände bei Teillast $q=0.75$ (oben) und $q=0.25$

(unten). Das gilt nicht nur für den dargestellten Mittenquerschnitt, sondern auch für die Wandbereiche der Trag- und Deckscheibenseite. Im Vergleich der beiden dargestellten Teillastpunkte kann man erkennen, dass die Turbulenz zu stärkerer Teillast hin abnimmt.

Die PIV-Messungen wurden bei allen Fördergraden ($q=0.25, 0.50, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50, 1.63$) durchgeführt. Die Ergebnisse aller PIV-Messungen stimmen mit den Beobachtungen der Fadensonde überein. Die Abbildung 6.39 zeigt auszugsweise Ergebnisse der Messungen in den drei Querschnitten für die Fördergrade $q=1.5$ (oben) und $q=0.5$ (unten).

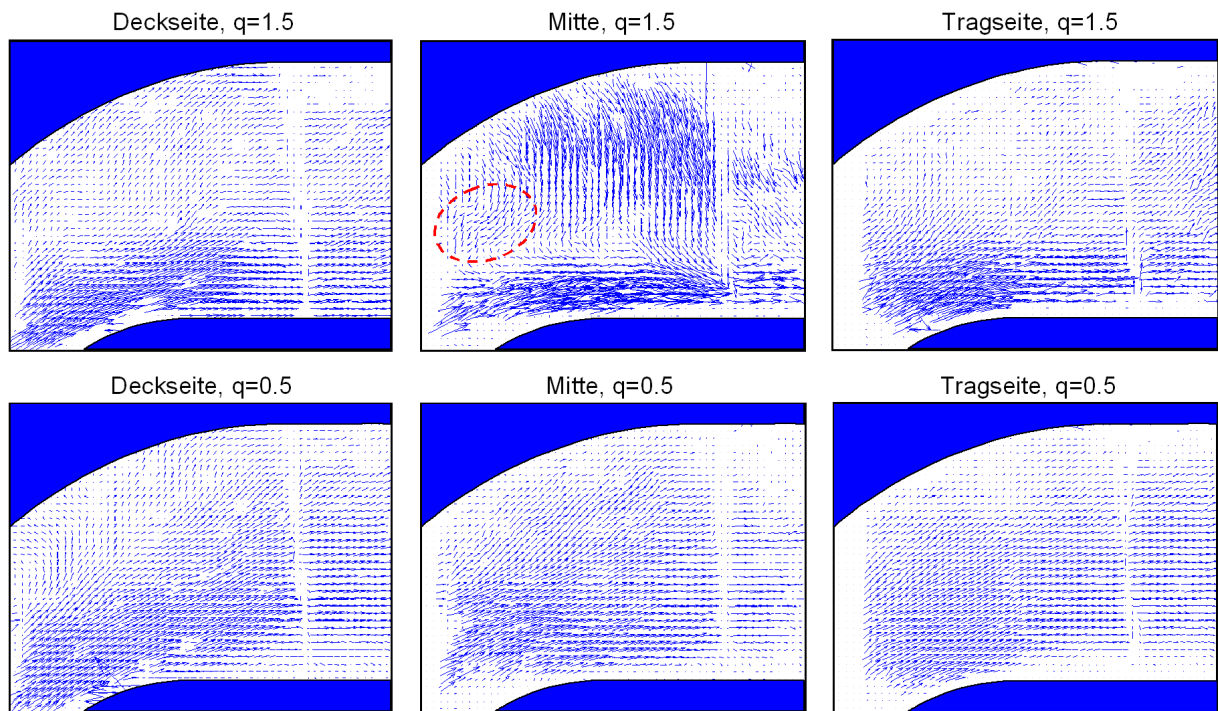


Abbildung 6.39: Ergebnisse der PIV-Messungen; oben: Überlast, unten: Teillast

Jeder der Vektorplots ist das Ergebnis einer vektoriellen Mittelung der Vektorplots von zehn Einzelaufnahmen. Für den Fördergrad $q=1.5$ lassen sich im oberen, mittleren Bild die bereits mit der Fadensonde im Mittenschnitt detektierten Geschwindigkeitskomponenten der wandabgewendeten Sekundärwirbel erkennen, sowie in den Bildern links und rechts daneben die zugehörige deck- und tragscheibenseitige Strömung, deren Verteilungen ebenfalls den Beobachtungen mit der Fadensonde entsprechen. Im unteren Wandbereich des Druckstutzens erfolgt über die gesamte Breite eine wandparallele Durchgangsströmung (in allen Querschnitten vorhanden). Anhand der PIV-Aufnahmen lässt sich im mittleren Bild erkennen, dass die von oben vertikal auf die Durchgangsströmung auftreffende Strömung der Sekundärwirbel im linken Bereich des Bildes (eingekreister Bereich) Komponenten entgegen der Durchgangsströmung ausbildet, was die heftigen Turbulenzerscheinungen in diesem Bereich erklärt.

Das ähnliche Erscheinungsbild der drei Vektorplots in der unteren Bildreihe für den Fördergrad $q=0.5$ bestätigt die mittels Fadensonde gefundene Erkenntnis, dass die Strömung im Teillastgebiet über der gesamten Druckstutzenbreite annähernd der Druckstutzenkontur folgt. Der Wechsel

zwischen den beiden dargestellten Strömungszuständen vollzieht sich vermutlich im Fördergradbereich zwischen $q=1.0$ und $q=1.125$.

Die Vektorplots der Messungen im Überlastgebiet ($q=1.25-1.63$) entsprechen, abgesehen von geringfügigen Abweichungen, den Darstellungen der oberen Bildreihe, die der Messungen im Teillastgebiet ($q=0.25-0.75$) denen der unteren Bildreihe. Auf eine Darstellung der Vektorplots aller Betriebspunkte wird daher an dieser Stelle verzichtet.

6.4 Untersuchungen mit reduziertem Spornabstand

Wie bereits einleitend erwähnt, wurde für die Spiralvariante 2 (verkleinerter Spornabstand) ein reduziertes Messprogramm durchgeführt, welches Kennlinienmessungen, Wanddruckmessungen am Spiralenaußenumfang und Wanddruckmessungen im Radseitenraum beinhaltet. Im nachfolgenden werden auszugsweise die wichtigsten Ergebnisse dieser Messungen vorgestellt.

6.4.1 Förderkennlinien

Mit der Spiralvariante 2 wurden, wie mit der Spiralvariante 1, Kennlinienmessungen mit und ohne Druckstutzenverlängerungen durchgeführt. Der Vergleich der Kennlinien der unterschiedlichen Anordnungen in Abbildung 6.40 zeigt die gleichen Auswirkungen der Druckstutzenverlängerung auf die Förderkennlinien wie bei der Variante 1, die im Abschnitt 6.1.5 (Abbildung 6.7) beschrieben wurden.

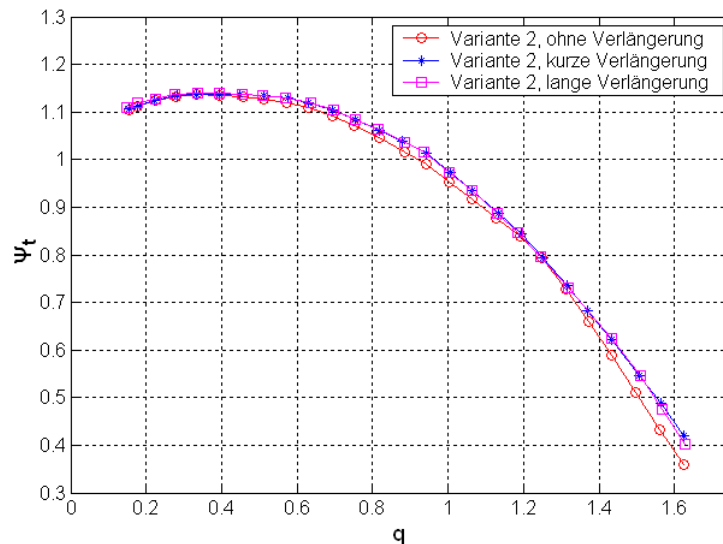


Abbildung 6.40: Kennlinien der Spiralvariante 2 (reduzierter Spornabstand)

Die Abbildung 6.41 zeigt einen Kennlinienvergleich beider Spiralvarianten für die Anordnungen mit der langen Druckstutzenverlängerung. Die Geometrie der Spiralvariante 2 (kleinerer Spornabstand) führt zu geringfügig größeren Förderhöhen im Bereich unterhalb des Bestpunktes zwischen Fördergrad $q=0.75$ und $q=1.0$. Die Differenzen in diesem Bereich liegen allerdings in der Größenordnung der Messungenauigkeit. Im übrigen Betriebsbereich leistet die Spiralvariante 1

(größerer Spornabstand) größere Förderhöhen, was auf reduzierte Stoßverluste im Spornbereich rechts und links des Bestpunktes zurückzuführen ist und zusätzlich bei Überlast auf kleinere Strömungsführungsverluste durch geringere Geschwindigkeiten infolge der größeren Spiralenquerschnitte. Gleiche Effekte sind bei den Kennlinien der Anordnungen mit kurzer Druckstutzenverlängerung und ohne Druckstutzenverlängerung zu beobachten.

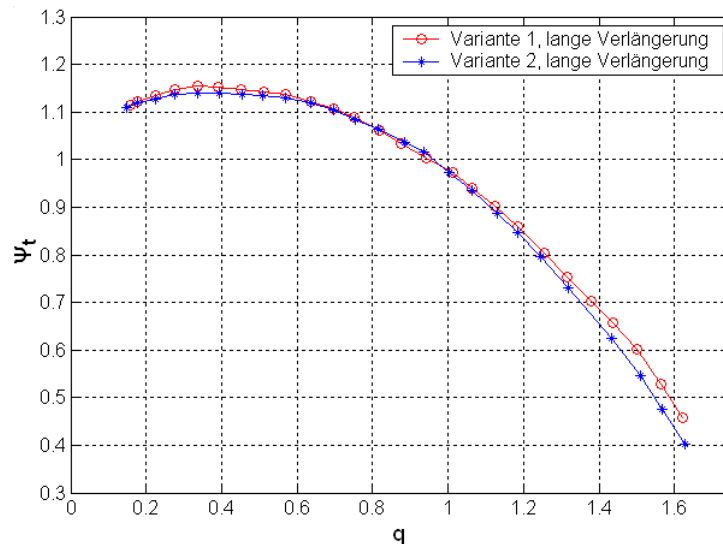


Abbildung 6.41: Kennlinienvergleich beider Varianten, Anordnung lange Druckstutzenverlängerung

6.4.2 Wanddruckmessungen

Die Ergebnisse der Wanddruckmessungen am Spiralaußenumfang der Spiralvariante 2 sind in Abbildung 6.42 dargestellt. Zum Vergleich sind zusätzlich die Ergebnisse der Variante 1 im Hintergrund eingetragen.

Im Vergleich zur Variante 1 zeigen die Wanddruckverteilungen der Variante 2 größere Gradienten in Umfangsrichtung, was entsprechend den im Abschnitt 6.2.1 in Anlehnung an die Bernoulli-Gleichung ausgeführten Erläuterungen durch die stärkere Querschnittsänderung der Variante 2 erklärbar ist. Aufgrund der gleichen Austrittsquerschnitte beider Spiralen sollte wegen der sich daraus rechnerisch ergebenden gleichen Austrittsgeschwindigkeiten der Verlauf der Differenzen der Austrittsdrücke über dem Fördergrad dem der Differenzen der Druckzahlen der Kennlinien (vgl. Abbildung 6.41) entsprechen.

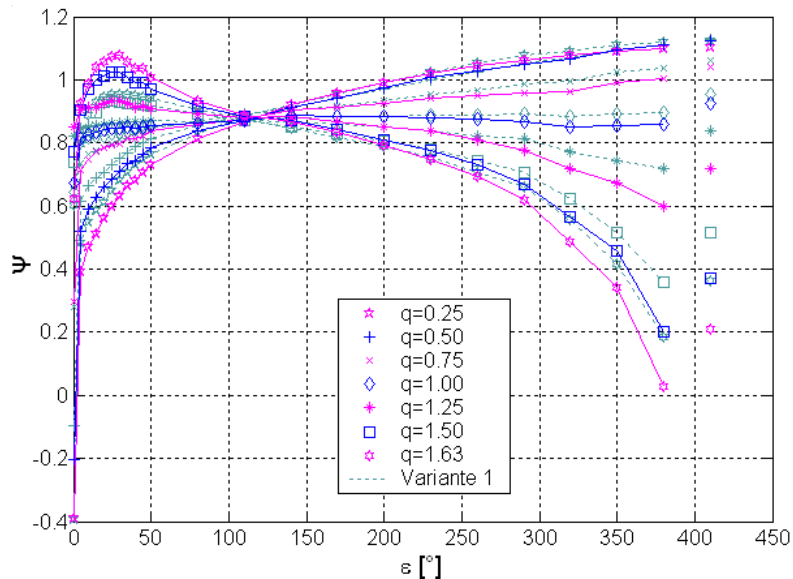


Abbildung 6.42: Wanddrücke am Außenumfang

Zwar stimmen die Zusammenhänge der Überlast- und Teillastbetriebspunkte sehr gut überein, in den Förderkennlinien fallen die Druckzahlen beider Varianten bei Fördergrad $q=1.0$ jedoch zusammen, während bei den gemessenen Austrittsdrücken die Variante 1 größere Werte zeigt als die Variante 2. Wie bei der Beschreibung der Kennlinien bereits erwähnt, liegen einerseits die Unterschiede im Bereich der Messungenauigkeit (vgl. Abbildung 6.8), andererseits verursachen die ungleichförmigen Geschwindigkeitsverteilungen der Fördergrade $q=1.0-1.63$ im Austrittsquerschnitt (vgl. Abschnitt 6.3.3, 'Untersuchungen im Druckstutzenbereich') einen bei beiden Spiralvarianten möglicherweise unterschiedlichen Einfluss auf die betroffenen Druckmessstellen. Die ungleichförmigen Geschwindigkeitsverteilungen lassen sich an dieser Stelle anhand der Druckdifferenzen zwischen den Druckmessstellen 380° und 410° identifizieren, an denen bei gleichmäßiger Geschwindigkeitsverteilung annähernd gleiche Druckverhältnisse herrschen müssten.

Den Vergleich der Ergebnisse der Wanddruckmessungen an beiden Spiralvarianten zeigen Abbildung 6.43 bis Abbildung 6.45. Die größeren Gradienten der Druckverteilungen entlang des Spiralumfangs der Variante 2 zeichnen sich hier insbesondere an der Druckmessstelle im Radialdiffusor bei Überlast ab und zeigen ihre Auswirkungen bis weit in den Radseitenraum.

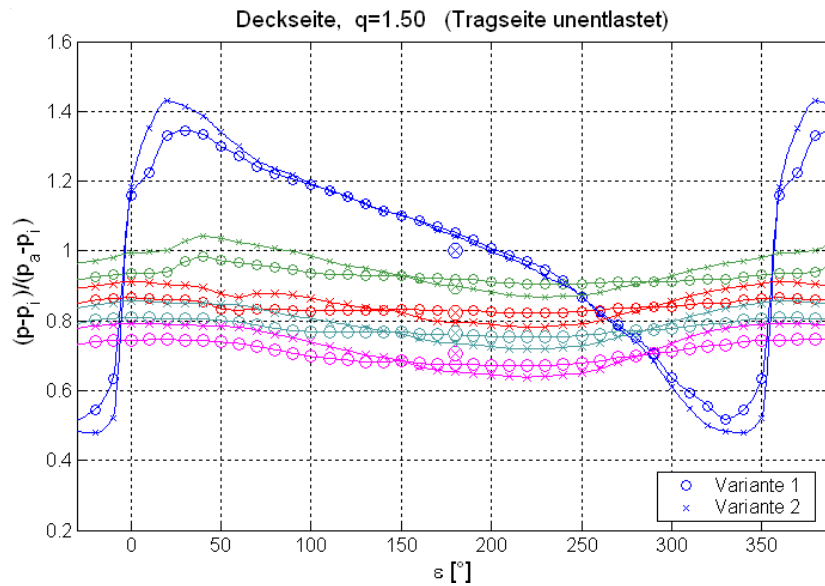


Abbildung 6.43: Druckverteilung im Radseitenraum bei Überlast

Für die Zuordnungen der dargestellten Symbole zu den Messpositionen wird auf die Darstellungen der Druckverteilungen beispielsweise in Abbildung 6.14 (S.3) verwiesen.

Bei Fördergrad $q=1.0$ zeigen sich zwischen den beiden Varianten außer im Spornbereich der Druckmessstelle des Radialdiffusors keine messbaren Unterschiede. Die verhältnismäßig kleinen Unterschiede im Radialdiffusor bei Teillast $q=0.5$ zeigen dennoch Auswirkungen auf die Druckverteilung im Radseitenraum.

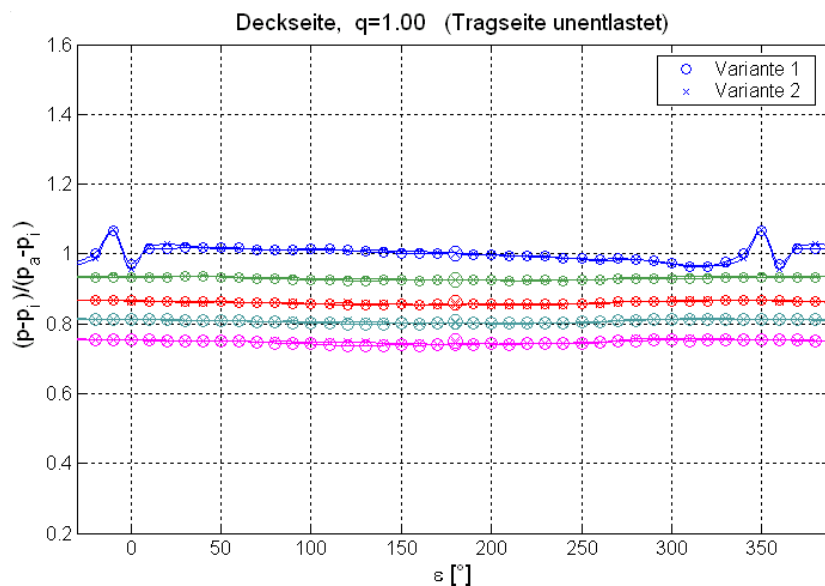


Abbildung 6.44: Druckverteilung im Radseitenraum bei $q=0.8$

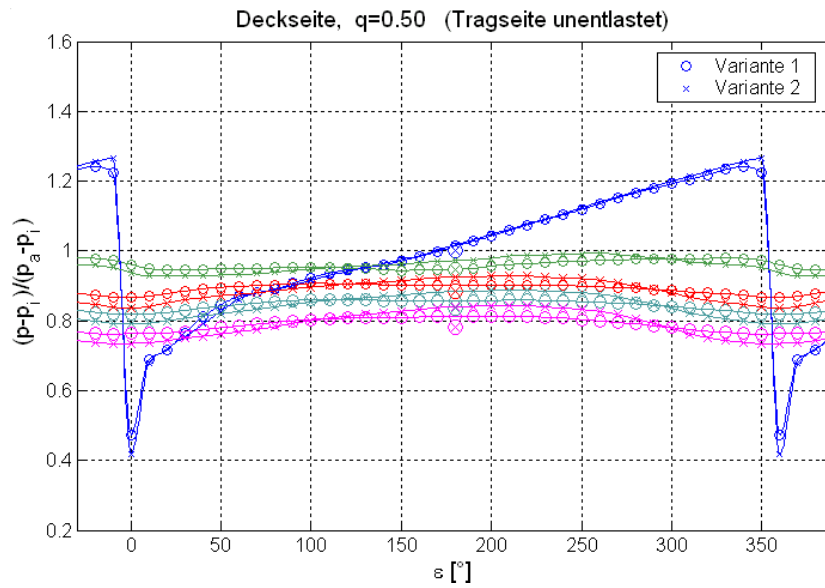


Abbildung 6.45: Druckverteilung im Radseitenraum bei Teillast

Weil einige Verläufe der Druckverteilungen (insbesondere im Radseitenraum) anderes vermuten lassen, sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass es sich bei den eingezeichneten Punkten um 'tatsächliche Messwerte' ohne vorherige Glättung durch Ausgleichsfunktionen handelt.

7 Fehlereinflussanalyse

Zum Vergleich der Ergebnisse der Kennlinienmessungen mit Ergebnissen der an der TU-München durchgeführten CFD-Berechnungen wurden Einflüsse von Fehlern der einzelnen Messgrößen auf die Kennlinienverläufe analysiert. Untersuchungen der klassischen Fehlerberechnungsverfahren nach Gauß und des Berechnungsverfahrens 'Maximaler Fehler' zeigen, dass beide Verfahren infolge der grundlegenden Annahmen je nach Verlauf der einzelnen Bestimmungsfunktionen zur Kennlinienberechnung (z.B. Volumenstrom aus Druckdifferenzen, Dichte, etc.) sowohl zu kleine, als auch zu große Fehlergrenzen liefern können. Bei den Verfahren wird jeweils der Fehlereinfluss einzelner Messgrößen berechnet, und die Einzelfehlereinflüsse liefern, eingesetzt in eine Berechnungsformel (Wurzel der Summe der Quadrate bzw. Summe der Beträge der Einzelfehler) die Fehlerabschätzung der Berechnungsgröße. Dabei bleibt unberücksichtigt, dass der Fehlereinfluss der Einzelmessgröße von den Werten der Fehler der anderen Messgrößen abhängig sein kann, auch wenn die einzelnen Messgrößen selbst voneinander unabhängig sind. Als Beispiel sei die Dichte ρ genannt, die für ideale Gase nach Gleichung (7.1) von Druck (p) und Temperatur (T) abhängt und deren Steigung über dem Druck mit fallender Temperatur wächst.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (7.1)$$

Ein Fehler in der Druckmessung ist bei einem zusätzlichen Fehler in der Temperaturmessung, der zu einer kleineren Temperatur führt, von größerem Einfluss als bei Fehlerberechnung ohne gleichzeitige Berücksichtigung dieses Fehlers in der Temperatur. Derartige Effekte werden bei den klassischen Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt. Dort werden jeweils partielle Ableitungen nach einer Abhängigen (in diesem Fall p) gebildet, während die verbleibenden Größen (hier T) als konstant angenommen werden. Zwar wird dem Einfluss der Fehler der verbleibenden Größen durch o.g. Summation entsprechender partieller Ableitungen bedingt Rechnung getragen, eine im Ansatz exakte Fehlerabschätzung muss jedoch die für die Berechnungsgröße ungünstigste aller Einzelfehlerkombinationen beinhalten und zwar sowohl in Hinblick auf zu kleine als auch zu große Werte der Berechnungsgröße.

Bei Berechnungsgrößen, wie beispielsweise der Druckzahl, die von einer Mehrzahl verschiedener Messgrößen (Drücke, Temperaturen, relative Feuchte ...) abhängt, lässt sich die ungünstigste Kombination der Fehler der Eingangsgrößen nicht mehr analytisch vorherbestimmen. Durch wiederholte Berechnung für alle möglichen Kombinationen der Fehler in den einzelnen Messgrößen lassen sich jedoch die maximalen Abweichungen der Berechnungsgröße nach oben und unten ermitteln. Bei den Kombinationen der Fehler in den einzelnen Messgrößen ist nicht nur zwischen der Anzahl von nach oben und unten abweichenden Messgrößen zu unterscheiden, es müssen zusätzlich durch Vertauschung alle Kombinationsmöglichkeiten der jeweiligen Anzahl nach oben und unten abweichenden Messgrößen erfasst werden. Diese Methode soll daher als 'Fehlerabschätzung durch kombinierte Permutationen' bezeichnet werden. Das Verfahren eignet sich insbesondere für die Untersuchung mittels PC durchgeführter Rechnungen, da hier die Unterfunktionen der Bestimmungsgleichung zum Zweck der eigentlichen Berechnungen

zwangsläufig schon vorhanden sind. Ohne hier (anders als bei den konventionellen Verfahren) zusätzlich partielle Ableitungen der Bestimmungsgleichung und ihrer Unterfunktionen auf analytischem (oder numerischem) Wege ermitteln zu müssen, werden die Eingangsgrößen entsprechend den beschriebenen kombinierten Permutationen schrittweise mit ihren angenommenen Fehlerwerten beaufschlagt und jeweils die Berechnung durchgeführt. Die Einhüllende der Schar von Ergebnispunkten liefert dann ein Fehlerband.

Als Beispiel zeigt die Abbildung 7.1 die Förderkennlinie der untersuchten Pumpe mit entsprechend den drei genannten Verfahren berechneten Fehlerbändern.

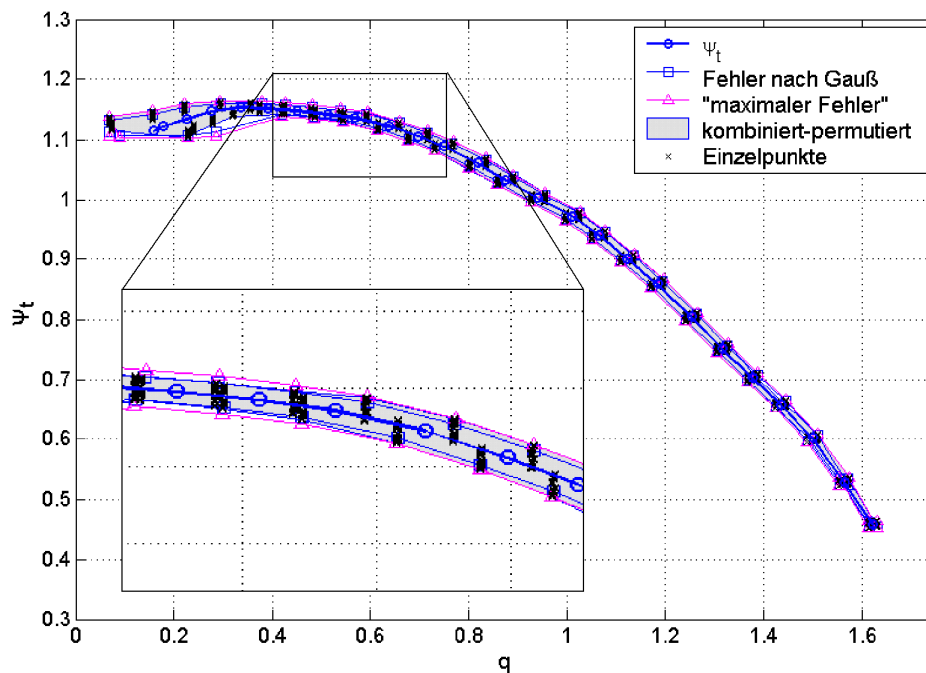


Abbildung 7.1: Vergleich von Fehlerberechnungsverfahren

Wie die Darstellung in der Vergrößerung zeigt, treten bei der Fehlerberechnung mit den konventionellen Verfahren aus den oben genannten Gründen sowohl Überschätzungen der Fehler (Fehlerabschätzung nach dem Verfahren 'maximaler Fehler', links im Bild der Vergrößerung), als auch Unterschätzungen (Fehlerabschätzung nach Gauß, rechts im Bild der Vergrößerung) auf.

Bei dem Verfahren mit kombinierten Permutationen wird angenommen, dass der Verlauf der Unterfunktionen der Bestimmungsgleichung und die Bestimmungsgleichung selbst im angenommenen Fehlerintervall der einzelnen Messgrößen gebietsweise streng monoton sind (was im dargestellten Fall zutrifft), womit Fehler innerhalb des angenommenen Fehlerintervalls der einzelnen Messgrößen nicht zu größeren Abweichungen der Bestimmungsgröße führen können als durch jeweiliges Einsetzen der Fehlerintervallgrenzen selbst.

8 Analyse transienter Effekte und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten

Bei den nachfolgenden Betrachtungen werden zur Berechnung der stationären Totaldruckzahlen die Gleichungen der Abschnitte 6.1.1 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung am frei ausblasenden Laufrad', S.3ff) und 6.1.2 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung mit Spirale', S.3ff) verwendet. Wie dort beschrieben, enthalten die Gleichungen die zur Bestimmung von Förderkennlinien gebräuchlichen Mittelungen der Eintrittsgrößen am Laufradeintritt. In Ergänzung zu dieser klassischen Vorgehensweise sind die verwendeten Eintrittsdrücke für den Teillastbereich entsprechend den Ausführungen im Abschnitt 6.1.3 ('Korrektur des Eintrittsdruckes', S.3ff) um den Dralleinfluss korrigiert.

Wie die Ergebnisse des Abschnitts 6.3 ('Verteilungen instationärer Strömungsgrößen', S.3ff) zeigen, können die im Messquerschnitt des Laufradeintritts ermittelten Strömungsgrößen die instationären Vorgänge einzelner Laufradteilungen infolge des Abstands zu den Schaufeleintrittskanten nur gedämpft wiedergeben. Insbesondere Austauschströmungen zwischen den einzelnen Laufradkanälen, die außerhalb des Messquerschnitts teilweise im unmittelbaren Bereich vor den Schaufeleintrittskanten erfolgen, können bei einer Bilanzierung der instationären Strömungsgrößen des Eintrittsquerschnitts keine ausreichende Berücksichtigung finden. Zudem kann infolge des durch den Drall der Zuströmung bei Teillast in Verbindung mit dem Abstand der Messebene zu den Schaufeleintrittskanten hervorgerufenen Winkelversatzes ebenfalls keine präzise Zuordnung der instationären Strömungsgrößen zu den Laufradteilungen erfolgen. Für die Betrachtungen der durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen hervorgerufenen instationären Totaldruckverteilungen werden daher zwar angepasste Bilanzierungen der transienten Strömungsverteilungen am Spiralgehäuseeintritt durchgeführt, für die Bilanzierungen am Laufradeintritt werden jedoch ebenfalls gemittelte Größen verwendet.

8.1 Transiente Störeinflüsse

In den oberen Diagrammen der Abbildung 8.1 sind entsprechend dem im Abschnitt 5.2 ('Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) beschriebenen Vorgehen berechnete 'zeitgeshiftete Interpolationen' der aus den Zylindersondenmessdaten ermittelten Totaldruckverteilungen entlang des Spiralumfangs ε für ausgewählte Betriebspunkte, Zeitpunkte (referenziert durch Laufradteilungspositionen x/t) und Messquerschnittsbreitenpositionen (y/b) aufgetragen. Das Diagramm links oben zeigt Verteilungen im Bestpunkt ($q=1.0$) für Zeitpunkte bei denen die Laufradteilungsposition $x/t=0.13$ an der jeweiligen Messposition ε steht, eine Laufradhinterkante also jeweils kurz zuvor ($\Delta t \approx 0.37\text{ms}$) die jeweilige Position passiert hat. Die Verteilungen zeigen für verschiedene Querschnittsbreitenpositionen in diesem Betriebspunkt verhältnismäßig gleichförmige Verläufe. Für die Teil- und Überlastbereiche weisen gleiche Auftragungen, wie exemplarisch im Diagramm rechts oben für Fördergrad $q=1.5$ dargestellt, deutliche Unregelmäßigkeiten auf.

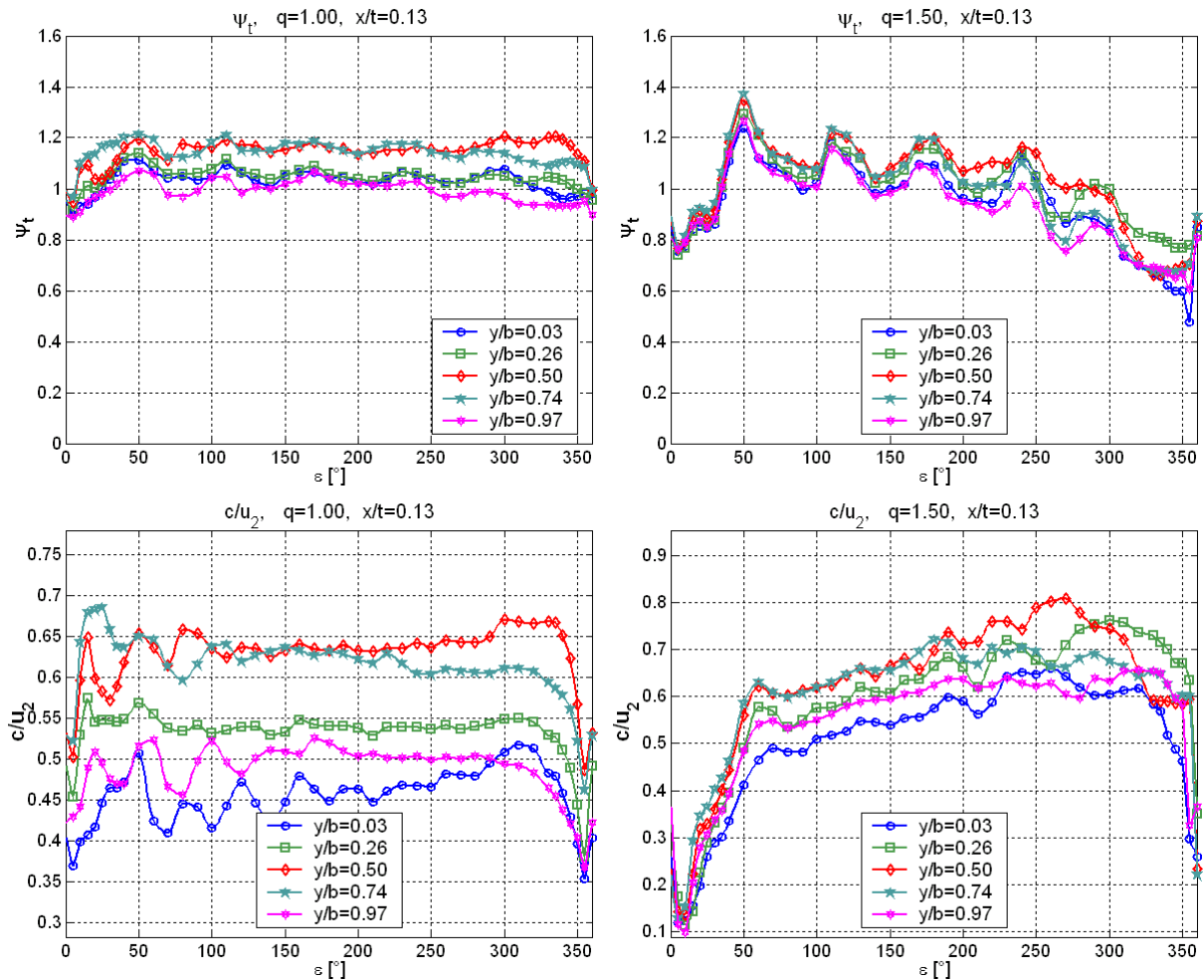


Abbildung 8.1: Analyse der interpolierten Messdaten, gleiche Zeitpunkte

Die Auftragungen der mittels Hitzdrahtsonde gemessenen Absolutgeschwindigkeiten in den beiden unteren Diagrammen zeigen für gleiche Betriebspunkte und gleiche Breitenpositionen derartige Unregelmäßigkeiten überwiegend im Sporn- bzw. Druckstutzenbereich nur an einigen Axialpositionen in ähnlich ausgeprägter Form.

Da die Unregelmäßigkeiten der Verläufe mit den Spiralpositionen korrelieren und besonders deutlich bei den Messdaten der Zylindersonde auftreten, wäre z.B. denkbar, dass elektrische Einkopplungen der Spiralverstellereinrichtung in erhöhtem Maße Auswirkungen auf die Wandlungskette der Zylindersondenmessdaten haben. Da die Art der Unregelmäßigkeiten jedoch reproduzierbar in Abhängigkeit von den Betriebspunkten auftreten, muss es sich um ein strömungstechnisches Phänomen handeln, wobei als Ursache Fehler durch dynamische Wechselwirkungen zwischen den Sonden und der Strömung denkbar sind. Damit könnte auch der geringere Einfluss im Bestpunkt infolge der in diesem Betriebszustand vorherrschenden gleichmäßigeren dynamischen Strömungsgrößenverteilungen (vgl. Abbildung 8.3) erklärt werden. Entsprechend dieser Überlegung wären dann jedoch Unterschiede zeitlicher Strömungsverläufe ähnlich der Abbildung 8.3, die sich beispielsweise an den beiden Spiralpositionen $\varepsilon=170^\circ$ und $\varepsilon=200^\circ$ infolge der geringen Querschnittsveränderung des Spiralgehäuses in diesem Bereich kaum

voneinander unterscheiden, nicht ausreichend, um die im rechten oberen Diagramm der Abbildung 8.1 zwischen beiden Positionen vorhandenen Unterschiede zu verursachen.

Wie die Darstellungen der Abbildung 8.2 für die ausgewählte Breitenposition $y/b=0.5$ zeigen, unterscheiden sich die Verläufe für unterschiedliche Laufradteilungspositionen x/t (Zeitpunkte) sowohl im Bestpunkt (linkes Diagramm), als auch im Überlastbetriebspunkt $q=1.5$ (rechts).

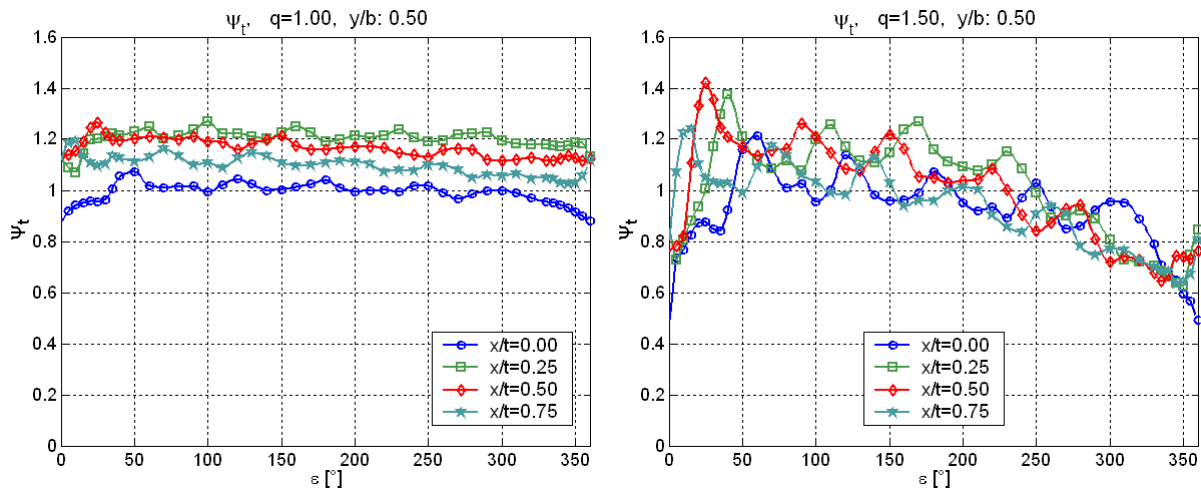


Abbildung 8.2: Analyse der interpolierten Messdaten, unterschiedliche Zeitpunkte

Während die unterschiedlichen Mittelwertniveaus der Verläufe der einzelnen Laufradteilungspositionen ($x/t=0.0, 0.25, 0.50, 0.75$) durch die Verteilungen entlang der Laufradteilung x/t (vgl. Abbildung 8.3) verursacht werden, ist die Verschiebung der Ungleichförmigkeiten zwar den Laufradteilungspositionen zugeordnet, die Erscheinung selbst jedoch anhand der schaufelperiodischen zeitlichen Strömungsverteilungen nicht erklärbar. Da außerdem die zeitgeshifteten Interpolationen infolge des Grundansatzes (gleiche virtuelle Laufradpositionen an allen Mess- und Interpositionspositionen) in Verbindung mit dem stetigen Verlauf der Spiralquerschnittszunahme zu ebenso gleichförmigen zeitgeshifteten Strömungsgrößenverteilungen führen sollten, müssen die insbesondere bei Teil- und Überlast festzustellenden Unregelmäßigkeiten nach Ausschluss von Messfehlern zwangsläufig eine Folge von Überlagerungen mit schaufelfrequenzfremden Strömungsvorgängen sein.

Es kann diesen Überlegungen zufolge davon ausgegangen werden, dass ein zwar laufradpositionsabhängig ausgelöstes, jedoch an sich schaufelfrequenzfremdes Ereignis Ursache für die Ungleichförmigkeiten der Verteilungen der zeitgeshifteten Interpolationen ist, das sich hauptsächlich in Auswirkungen auf die Totaldruckverteilungen zeigt.

Die Intensität der oben gezeigten Ungleichförmigkeiten steht im Zusammenhang mit den auftretenden Gradienten der zeitlichen Verläufe der Drucksignale, wie die Abbildung 8.3 auszugsweise für die Spiralposition $\varepsilon=15^\circ$ an unterschiedlichen Breitenpositionen des Messquerschnitts für die beiden ausgewählten Betriebspunkte im Vergleich zeigt. Für den Überlastbetriebspunkt $q=1.5$ fallen darin die größeren Gradienten und zeitlichen Totaldruckdifferenzen deutlich auf und werden ursächlich mit den festgestellten Erscheinungen in Verbindung gebracht.

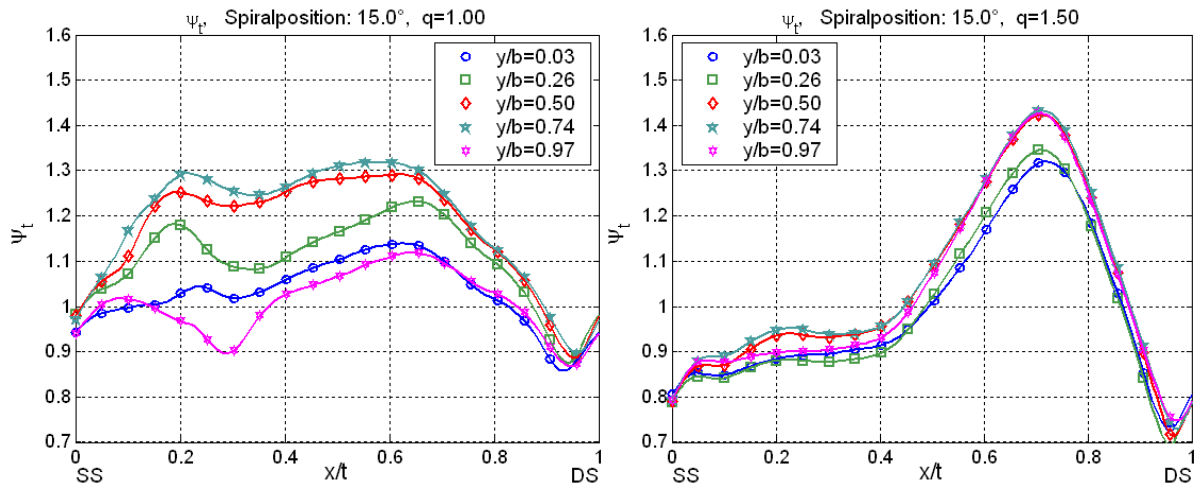


Abbildung 8.3: Instationärer Totaldruckverlauf im Spornbereich

In Umkehrung zu der Feststellung, dass die Ungleichförmigkeiten der zeitgeshifteten Verteilungen eine Folge fremdfrequenter Strömungserscheinungen sein müssen, entspricht eine Glättung einer Reduzierung aller schaufelfrequenzfremden Anteile und kann in diesem Zusammenhang bezüglich der daraus erhaltenen zeitlichen Verteilungen als eine spezielle Form der Filterung bezeichnet werden. Zur Untersuchung entsprechender Erscheinungen in zeitaufgelöster Darstellung ist daher der zusätzliche Vergleich mit einer zuvor in entsprechender Weise geglätteten Verteilung der zeitgeshifteten Interpolationen hilfreich. Zur Erläuterung eines Glättungsverfahrens, das die wichtigen Gradienten der Verläufe im Spornbereich erhält, zeigt die Abbildung 8.4 ein den vorigen Darstellungen entsprechendes Diagramm des zeitgeshifteten Verlaufs für Überlast $q=1.5$ an Breitenposition $y/b=0.5$ für die virtuellen Laufradteilungspositionen $x/t=0.13$.

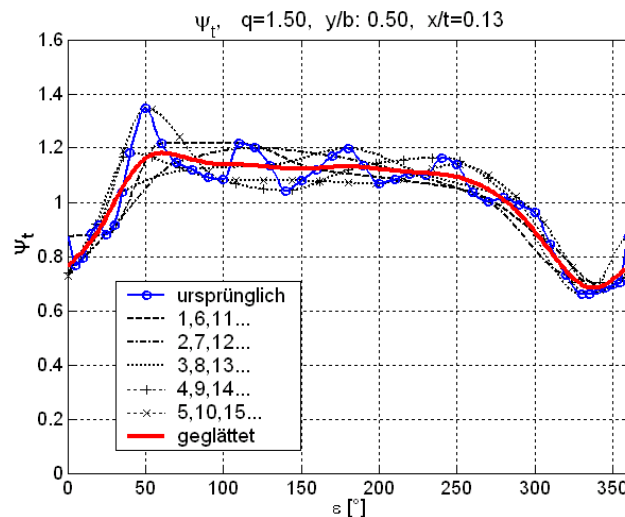


Abbildung 8.4: Glättung der zeitgeshifteten Interpolationen

Von den Stützstellen des 'ursprünglichen' Verlaufs wird in fünf Schritten jeweils nur jede Fünfte verwendet und wie zuvor eine Ausgleichskurve mit stückweise kubischen Funktionen berechnet. Bei jedem Schritt wird jeweils ein anderer Startindex der durchgehend nummerierten Stützstellen

gewählt, sodass die fünf dargestellten Ausgleichsverteilungen entlang den Stützstellen '1,3,11...', '2,7,12...', '3,8,13...', '4,9,14...' , '5,10,15...' entstehen, deren gemeinsame örtliche Mittelwerte die Werte der dargestellten 'geglätteten' Kurve bilden. Im Gegensatz zu Glättungen mit einer einzelnen Glättungsfunktion, beispielsweise einer Summe niederfrequenter transzendenter Funktionen im Sinne einer Dämpfung oder eines Ausgleichspolynoms mit niedrigen Exponenten, bleiben auf diese Weise bei dem dargestellten Vorgehen in Verbindung mit der feineren Auflösung der Stützstellen im Spornbereich die dort vorhandenen größeren Gradienten weitgehend erhalten.

Obwohl speziell für die Untersuchungen der transienten Effekte die Messungen mit feinerer Stützstellenverteilung ($\Delta\varepsilon=10^\circ$) durchgeführt wurden, erscheint die Auflösung der Strömungsverteilungen außerhalb des Spornbereichs bei der ursprünglichen Verteilung verhältnismäßig grob. Die gewählte Auflösung führt jedoch aufgrund der verwendeten Ausgleichsfunktionen weder im ursprünglichen noch im geglätteten Verlauf zu einer Überschätzung der Amplituden – die Maximalwerte werden durch die Interpolation in keinem Punkt überschritten und sind in dieser ursprünglichen, ungedämpften Näherung 'echte' Maxima.

Die Diagramme der Abbildung 8.5 zeigen Momentaufnahmen instationärer axialgemittelter Totaldruckverteilungen in Auftragung entlang des Spiralumfangs, in denen die Positionen der sieben Schaufelnachläufe anhand der lokalen Druckzahlenminima identifiziert werden können. Neben den aus Interpolationen dynamischer Druckverteilungen berechneten Totaldruckzahlen ψ_t sind die aus geglätteten Interpolationen berechneten Totaldruckzahlen ' ψ_t gefiltert' aufgetragen sowie die gemäß den Gleichungen (8.1) aus Hitzdrahtsondenmessungen in Verbindung mit den statischen Wanddruckwerten ermittelten Totaldruckzahlen $\psi_{t,c}$ und die aus Wanddrücken ermittelten statischen Druckzahlen ψ_w .

$$\psi_{t,c} = \frac{p_{a,w} + \frac{1}{2}\rho_a c - \bar{p}_{te}}{\bar{\rho}_m \cdot u_2^2 / 2}, \quad \psi_w = \frac{p_{a,w} - \bar{p}_{st,e}}{\bar{\rho}_m \cdot u_2^2 / 2} \quad (8.1)$$

Darin sind $\bar{\rho}_m$ und \bar{p}_{te} die gemäß Abschnitt 6.1.2 ('Erläuterungen zur Kennlinienberechnung mit Spirale' S.3ff) berechneten gemittelten spezifischen Dichten und gemittelten Totaldrücke am Laufradeintritt, $p_{st,e}$ ist der statische Druck an der saugseitigen Rohrleitung, $p_{a,w}$ sind die entlang des Spiralumfangs an der Radialdiffusorwandung (auf dem Radius des Messquerschnitts) gemessenen Wanddrücke, ρ_a die örtlichen spezifischen Dichten im Bereich der Messebene entlang des Spiralumfangs, u_2 die Umfangsgeschwindigkeit des Laufradaußendurchmessers und c die mittels Hitzdrahtsonde ermittelten Absolutgeschwindigkeiten.

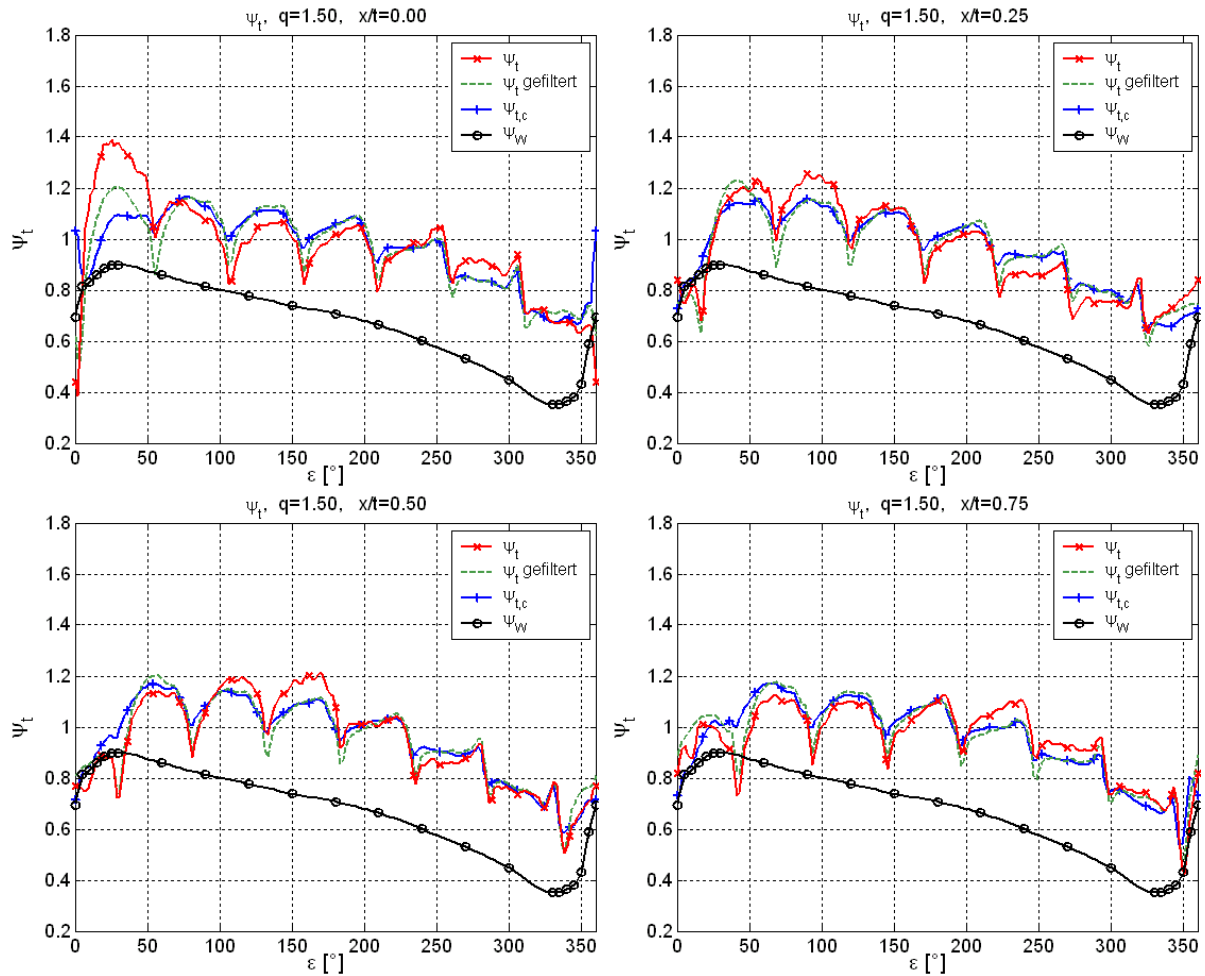


Abbildung 8.5: Momentaufnahmen axialgemittelter dynamischer Totaldruckverteilungen

Das linke obere Diagramm zeigt den Zeitpunkt, zu dem sich eine Laufradhinterkante gerade genau unter dem Spornradienmittelpunkt befindet ($x/t=0$). Die im Spornbereich ($\varepsilon \approx 10^\circ \div 30^\circ$) gegenüber den gefilterten Verläufen festzustellenden Überhöhungen der ungefilterten Totaldruckzahlen ψ_t bewegen sich in Richtung der Laufraddrehung fort und haben im Zeitraum der Bewegung einer viertel Laufradteilung ($x/t=0.25$, Diagramm oben rechts) ungefähr die Position $\varepsilon=60^\circ$ erreicht, nach der Dauer einer halben Laufradteilung ($x/t=0.50$, Diagramm unten links) ungefähr die Position $\varepsilon=130^\circ$ und nach der Dauer einer dreiviertel Teilung ($x/t=0.75$, Diagramm unten rechts) ungefähr die Position $\varepsilon=200^\circ$, wobei jeweils immer etwa zwei Laufradteilungen betroffen sind, auf deren Mitte sich die Positionsangaben beziehen. Dieser Abfolge entsprechend müsste die Überhöhung der Druckzahlen nach der Dauer der Laufradbewegung um eine vollständige Teilung die Position $\varepsilon=260^\circ$ erreicht haben. Diesem Zeitpunkt entspricht wieder die Laufradposition $x/t=0$ im Diagramm oben links, und tatsächlich ist die Drucküberhöhung hier deutlich ungefähr an der Position $\varepsilon=260^\circ$ zu identifizieren. Der Vergleich ungefilterter und gefilterter Verläufe zeigt also, dass die oben dargestellten Ungleichförmigkeiten der zeitgeshifteten Totaldruckverteilungen in Verbindung mit einer instationären Totaldrucküberhöhung stehen, die in der Spirale innerhalb des Zeitraums einer siebtel Laufraddrehung (Drehung um eine Teilung) knapp dreiviertel des Spiralumfangs durchgeht, also erheblich schneller ist, als die Laufradumfangsgeschwindigkeit. Setzt man für die Berechnung

der in diesem betrachteten Zeitraum ($\Delta\tau=1/n/Z=50\text{s}^{-1}/7\approx 2.86\text{ms}$; n : Drehzahl [s^{-1}], Z : Schaufelanzahl) durch die Totaldrucküberhöhung in der Spirale zurückgelegten Strecke einen mittleren Durchmesser von ca. 480mm an, was in etwa dem mittleren Spiraldurchmesser entspricht, so erhält man für die Bewegungsgeschwindigkeit der Totaldrucküberhöhung $c_{\Delta\psi_t}$:

$$c_{\Delta\psi_t} = \frac{260^\circ}{360^\circ} \cdot 0.48\text{m} \cdot \pi / \Delta\tau \approx 381 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

die in der Größenordnung der Schallgeschwindigkeit liegt. Zieht man dabei in Betracht, dass das Fortpflanzungsmedium (die geförderte Luft) sich in diesem Betriebspunkt innerhalb der Spirale selbst mit ungefähr 30m/s in der gleichen Ausbreitungsrichtung fortbewegt, so bleibt eine Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Totaldrucküberhöhung relativ zum Medium von ca. 351m/s, was ungefähr der Schallgeschwindigkeit bei den während der Versuchsdurchführung herrschenden Umgebungsbedingungen (Temperatur im Austrittsquerschnitt: $T_a\approx 298\text{K}$ und damit Schallgeschwindigkeit: $a\approx 348\text{m/s}$) entspricht.

Die instationäre Totaldrucküberhöhung ist demzufolge ein Druckpuls, der durch die Wechselwirkung der Laufradabströmung mit dem Sporn ausgelöst wird und die Spirale mit Schallgeschwindigkeit durchläuft. Überraschend ist dabei, dass der Druckpuls im betrachteten Überlastbetriebspunkt gegenüber den aus den Geschwindigkeiten und Wanddrücken berechneten Totaldruckzahlen $\psi_{t,c}$ selbst fernab des Sporns bereichsweise noch bis zu ca. 8% derer Werte ausmacht und mehrere Teilungen gleichzeitig betroffen sind. Anhand dieser Beobachtung lässt sich vermuten, dass die, wenn auch nur kurzzeitig auftretenden, veränderten Druckverteilungen auch Auswirkungen auf die Geschwindigkeitsverteilungen haben.

Die Abbildung 8.6 zeigt die Auswirkung der Druckpulse im Bestpunkt ($q=0.1$) und für den Teilastbereich ($q=0.5$, stellvertretend).

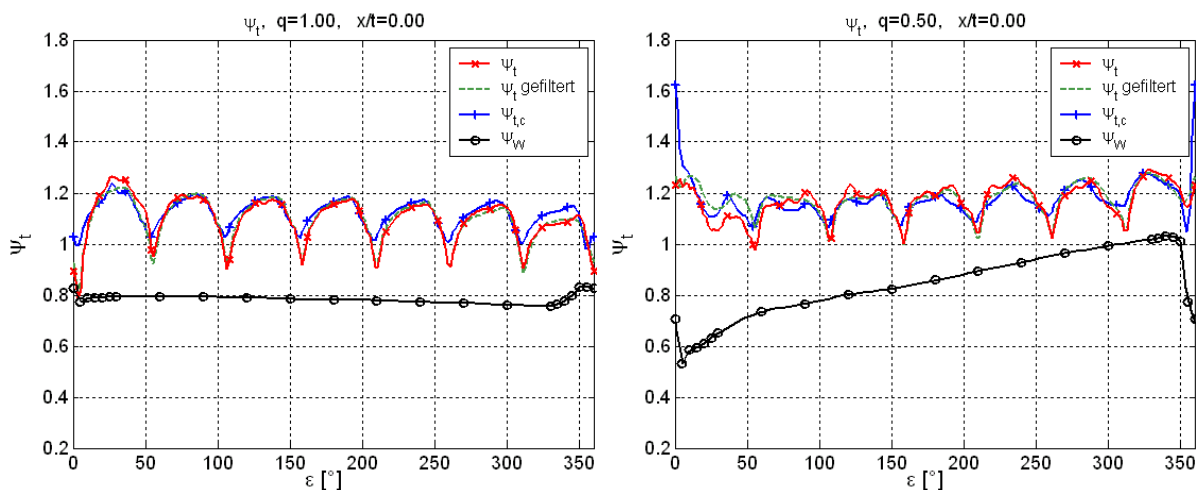


Abbildung 8.6: Vergleich axialgemittelter Totaldruckverteilungen verschiedener Fördergrade

Die schwächeren Auswirkungen bei Fördergrad $q=1.0$ (linkes Diagramm) sind in Verbindung mit den geringeren Ungleichförmigkeiten der transienten Verläufe der Strömung in Abbildung 8.3 zu

sehen, die im Auslegungspunkt kleinere Gradienten aufweisen und damit kleinere Druckschwankungen auslösen. Im Teillastbereich ($q=0.5$, rechtes Diagramm) sind die durch die Rotor-Stator-Wechselwirkungen im Spornbereich ausgelösten Druckpulsationen ebenfalls vorhanden, aber weniger ausgeprägt.

Die gute Übereinstimmung der mittels Zylindersonde bestimmten gefilterten Totaldruckverteilungen ψ_t mit den nach dem Impulssatz aus statischem Wanddruck und mittels Hitzdrahtsonde bestimmten Geschwindigkeiten berechneten Totaldruckzahlen $\psi_{t,c}$ (Gleichungen (8.1)) im überwiegenden Teil des Spiralumfangs bestätigen die Brauchbarkeit der ausgewählten Messgrößen der einzelnen Sondentypen trotz der oben dargestellten Fehlereinflüsse. Eine Ursache für die Unterschiede im Spornbereich und insbesondere im Bereich der Schaufelnachläufe sind vermutlich lokale Druckunterschiede durch statische Druckverluste der Strömung, deren örtlich kurzzeitiges Auftreten in den statischen Wanddruckmessungen nicht mit ausreichender Dynamik wahrgenommen wird. Dadurch kann die Überhöhung der aus Hitzdrahtsondenmessdaten und statischen Wanddrücken berechneten Totaldruckverteilungen gegenüber den Ergebnissen der Zylindersondenmessungen an den Stellen der Schaufelnachlaufbereiche erklärt werden.

Die maximale Verzögerung der Detektion einer Druckinformation an der Diffusorwand würde eine Änderung des statischen Druckes in der Messquerschnittsmitte erfahren, deren Wert infolge Ausbreitung mit Schallgeschwindigkeit $\Delta\tau=b/2/a\approx 0.034\text{m}/2/(340\text{m/s})=0.05\text{ms}$ betrüge. In diesem Zeitraum bewegt sich das Laufrad nur um den vernachlässigbar kleinen Anteil einer Teilung von $x/t=\Delta\tau\cdot f_s\approx 0.05\text{ms}\cdot 350\text{Hz}=0.0175$ (f_s : Schaufelfrequenz), und unter Einbeziehung der Strömungsgeschwindigkeit der Luft als Ausbreitungsmedium, die dem Laufradumfang mit etwa halber Umfangsgeschwindigkeit folgt, halbiert sich dieser Wert nochmals. In diesem Zusammenhang könnten dynamische Wanddruckmessungen den instationären Verlauf der statischen Druckverteilung einer vorbeilaufenden Teilung mit geringem zeitlichen Versatz wiedergeben und in Verbindung mit Hitzdrahtsondenmessungen weiteren Aufschluss über die Ursachen der Unterschiede der beiden Totaldruckverteilungen geben.

Ein zusätzlicher Fehlereinfluss kann bei den Wanddruckmessungen insbesondere durch die infolge Sekundärströmungen und Teillastrezirkulationen im Spornbereich hervorgerufenen Querkomponenten der Geschwindigkeiten in Richtung der Wand vermutet werden, die durch Veränderung des angesetzten statischen Druckes bei den aus den Geschwindigkeiten der Hitzdrahtsondenmessungen berechneten Totaldruckzahlen ebenfalls Abweichungen hervorrufen.

Bei Messungen mit Betrieb der Pumpe in Wasser sind aufgrund der höheren Schallgeschwindigkeit ($a\approx 1400\text{m/s}$) entsprechend kleinere Laufzeiten zu erwarten. Sowohl für die Modellversuche in Luft, als auch für den Betrieb in Wasser können entsprechend der jeweiligen Schallgeschwindigkeiten immer dann Resonanzeffekte erwartet werden, wenn die Umlaufzeit der Druckpulse entlang des Spiralumfangs und die Periodendauer der Schaufelfrequenzen gemeinsame Vielfache oder gemeinsame Teiler besitzen, der umlaufende Druckpuls also den Sporn immer dann erreicht, wenn gerade das Druckpuls-auslösende Ereignis stattfindet. Bei den zugehörigen Drehzahlen wären dann entlang des Spiralumfangs quasi-stationäre Ungleichförmigkeiten der Wanddruckverteilungen ähnlich den Ungleichförmigkeiten der zeitgeschifteten Verteilungen direkt messbar.

8.2 Transientes Förderverhalten einer umlaufenden Laufradteilung

Die Strömungsgrößenverteilungen am Austritt einer umlaufenden Teilung im Relativsystem des Laufrades ergeben sich durch eine Umschichtung der aus den entsprechend den Darstellungen im Abschnitt 5.2 ('Interpolation der transienten Strömungsgrößenverteilungen', S.3ff) berechneten Strömungsgrößenverteilungen $c_{i,k,p}$ der Messquerschnittsfläche am Spiralgehäuseeintritt gemäß Gleichung (8.2). Der Buchstabe c steht stellvertretend für die betrachteten Meridiankomponenten c_m und Totaldruckzahlen ψ_t , sowie zusätzliche weiter unten betrachtete Strömungsgrößen. Für die Bedeutung der einzelnen Formelzeichen wird auf den genannten Abschnitt verwiesen.

$$c'_{i,k,p'} = c_{i,k,1+\text{mod}(p+r_i,P)}, \quad r_i = \Im((i-1) \cdot P/(Z \cdot I)) . \quad (8.2)$$

Entsprechend dieser Gleichung wird zu jedem Zeitschritt i die momentane Verteilung entlang des Spiralgehäuseumfangs ε_p durch entsprechende Umrechnung des Index p so umgeschichtet, dass der Zählbeginn des neuen Index p' die erste Laufradhinterkante referenziert und so die zeitliche Verteilung $c'_{i,k,p'}$ bezüglich des umlaufenden Laufrads entsteht. Der Wert des Terms $P/(Z \cdot I)$ ist die Gesamtanzahl P der Stützstellen der Verteilung entlang des Spiralumfangs, geteilt durch die Schaufelanzahl Z und die Gesamtanzahl I der Zeitschritte. Er entspricht damit der Anzahl der pro Zeitschritt (Zähler i) durch das Laufrad durchschrittenen Spiralpositionsstützstellen (Zähler p). Die Modulo-Funktion ('mod') verhindert bei der Umschichtung ein Überschreiten des Maximalwertes P des Index p , sodass beim Erreichen des Endes des Spiralumfangs ($\varepsilon_{p=P}$) wieder am Anfang ($\varepsilon_{p=1}$) begonnen wird. Die Umschichtung der Werte des Index p für alle Zeitschritte i entspricht der Transformation in das Relativsystem des Laufrads, wobei jedoch noch alle sieben Teilungen in Richtung von p aneinanderhängend entlang der Zeitrichtung i über dem Zeitraum einer einzelnen Teilungsverschiebung gegeben sind. Eine Unterteilung der zusammenhängenden Verläufe entlang der Richtung p' in Z gleichgroße Abschnitte und anschließendes Aneinanderhängen entlang der Zeitrichtung i entsprechend Gleichung (8.3) ergibt den Verlauf $c''_{i,k,p''}$ der einzelnen, umlaufenden Laufradteilung entlang der verlängerten Zeitrichtung i'' , in der der Index p'' der Zähler entlang der Stützstellen der betrachteten Laufradteilung ist.

$$c''_{i'',k,p''} = c_{i+(z-1) \cdot I, k, p' + P/Z \cdot (z-1)}, \quad p' = 1 \dots P/Z, \quad z = 1 \dots Z . \quad (8.3)$$

Zur Vermeidung von Sprüngen wird dabei auf Rundungen bei der Berechnung der neuen Indizes verzichtet und stattdessen die Spiralpositionsstützstellenanzahl P der vorher durchzuführenden Interpolation der dynamischen Messdaten als Vielfache der Schaufelanzahl Z gewählt – für die nachfolgenden Darstellungen zu: $P=Z \cdot I=7 \cdot 119=833$.

Die Untersuchung der transienten Einflüsse auf das Förderverhalten der Pumpe erfolgt durch Auftragung der momentanen Mittelwerte der Druckzahlen am Austritt einer umlaufenden Teilung gemäß Gleichung (8.4) über den aus Meridiangeschwindigkeiten berechneten zugehörigen momentanen Fördergraden der betrachteten Teilung.

$$\psi_{t,i''} = \frac{1}{P''} \cdot \frac{1}{K} \cdot \sum_{p'=1}^{P''} \sum_{k=1}^K \psi_{t,i'',k,p''} \quad , \quad P'' = P / Z . \quad (8.4)$$

Dabei werden Werte der Zylindersondenmessungen zur Berechnung laufradteilungs- und breitengemittelter Druckzahlen aus den Totaldrücken und Werte der Hitzdrahtsondenmessungen zur Berechnung der Fördergrade aus den laufradteilungs- und breitengemittelten Meridiangeschwindigkeitskomponenten verwendet.

Jede der auf diese Weise dargestellten Linien in der Abbildung 8.7 ist einem der untersuchten Betriebspunkte zugeordnet, wobei ein betrachteter Laufradkanal infolge der Wechselwirkung mit der Spirale mit pulsierendem Volumen durchströmt wird und in Reaktion mit dem Laufrad eine ebenso pulsierende Druckerhöhung liefert. Zum Vergleich mit einer quasi-stationären Strömung des Laufrades ist zusätzlich die in gleicher Weise berechnete Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades eingezeichnet.

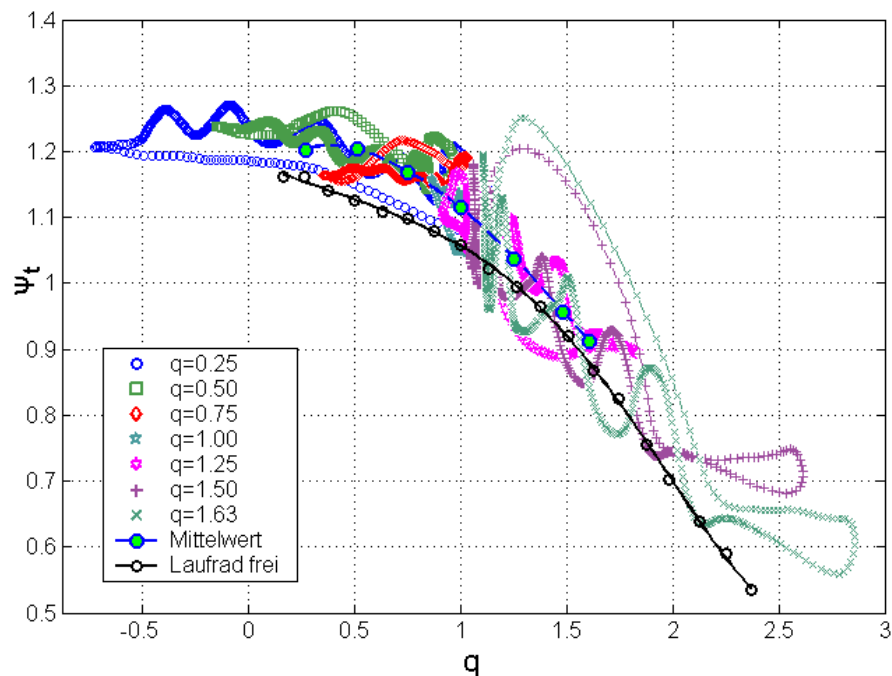


Abbildung 8.7: Transientes Förderverhalten einer umlaufenden Laufradteilung

Die auffälligen Welligkeiten der transienten Kennlinien der Laufradteilung sind eine Folge der am Sporn ausgelösten Druckpulsationen, die die Spirale in Laufraddrehrichtung mit Schallgeschwindigkeit durchheilen. Das zeigt ein Vergleich mit der Darstellung der Abbildung 8.8, in der die Ergebnisse gleicher Berechnungen nach vorheriger Filterung durch Glättung der zeitgeshifteten Interpolationen und der damit einhergehenden Befreiung von den Einflüssen der Pulsationen aufgetragen sind. Wie die Ausführungen des vorigen Abschnitts in Abbildung 8.6 gezeigt haben, sind die Druckpulsationen bei Teillast zwar kleiner, dennoch sind die Auswirkungen auf den Volumenstrom wegen der empfindlichen Reaktion der Meridiankomponenten c_m auf kleine Änderungen der Absolutströmungsrichtung α (gemäß den Zusammenhängen im

Geschwindigkeitsdreieck mit $c_m = c \cdot \sin \alpha$) wegen der kleineren Absolutwerte von α in der transienten Förderkennlinie des Laufradkanals bei Teillast deutlich zu erkennen.

Es ist nicht bekannt, in welcher Form eine Einbeziehung der instationären Störeinflüsse durch die Druckpulsationen am Laufradeintritt die transienten Verläufe der berechneten Totaldruckzahlen des umlaufenden Laufradkanals beeinflusst. Angesichts der nicht unwesentlichen Anteile der sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitenden Druckschwankungen der Teil- und Überlastbetriebspunkte ergäben sich dabei aber sicherlich in Verbindung mit den im Laufradkanal vorhandenen Laufzeiten der Druckinformationen weitere interessante Effekte.

Die annähernd identische Lage der eingezeichneten Mittelwerte in den Darstellungen der ungefilterten (Abbildung 8.7) und der gefilterten (Abbildung 8.8) Verläufe der transienten Förderkennlinien zeigt an dieser Stelle die Brauchbarkeit des verwendeten Filterverfahrens.

Bemerkenswert ist, dass die infolge der Druckpulsationen ausgelösten Veränderungen des instationären Förderverhaltens zu deutlichen Abweichungen von den gefilterten Verläufen führen. Es ist zu vermuten, dass hier insbesondere Trägheitseffekte eine verzögerte Reaktion entlang des Zusammenhangs zwischen Volumenstrom und Druckzahl verursachen. Ähnliche Einflüsse zeigen sich trotz der rechnerischen Elimination der Pulsationen in den Verläufen der Abbildung 8.8 im Spornbereich (erkennbar an den Bereichen größerabständiger Punkteverteilungen und an den exemplarischen Positionsangaben, die sich auf die Teilungsmittenposition beziehen). Der Vermutung einer trägen Reaktion entsprechend, können hier neben den im Spornbereich intensivierten Sekundärströmungseffekten die großen zeitlichen Gradienten beim Passieren des Sporns in gleicher Weise wie bei den Druckpulsationen als zusätzliche Ursache für die Abweichungen verantwortlich sein.

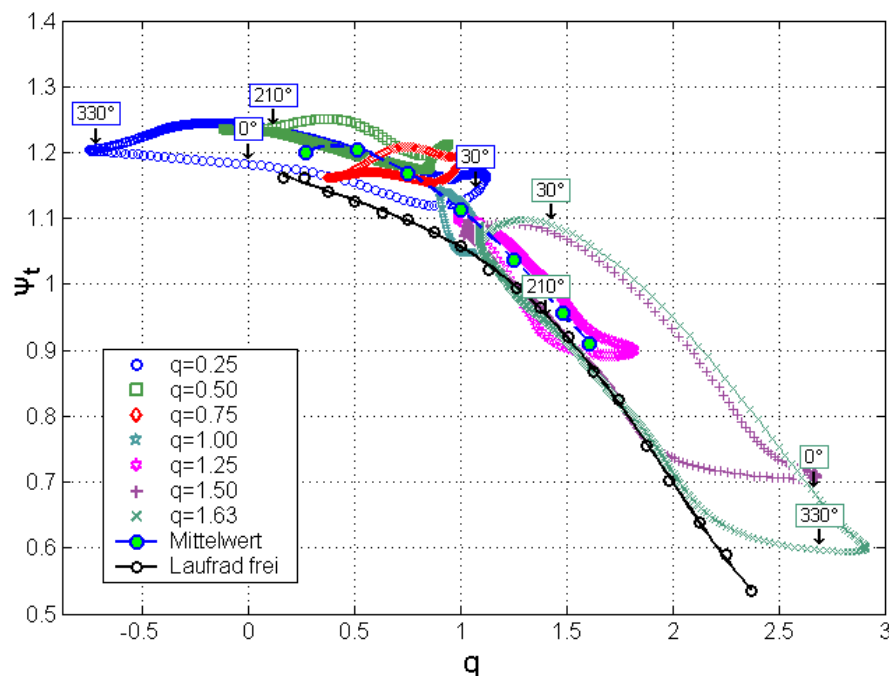


Abbildung 8.8: Transientes Laufradförderverhalten ohne Druckpulsation

In beiden Fällen (Spornpassage und umlaufende Druckpulsation) sind die Auswirkungen der instationären Erscheinungen vor dem Hintergrund komplexer Sekundärströmungen und Ablösungserscheinungen im Laufradkanal zu betrachten, der nicht im gesamten Kanalquerschnitt gleichmäßig fördert, sodass die Rotor-Stator-Wechselwirkungen in Abhängigkeit von der momentanen Teilungsposition und der Form der Strömungsgrößenverteilung entlang der Teilung mehr oder weniger intensive Einflüsse auf das transiente Förderverhalten zeigen.

Es fällt auf, dass die Spornpassage der Lastpunkte $q=0.5$, $q=0.75$, $q=1.5$ und $q=1.63$ gegenüber dem Förderverhalten am Restumfang der Spirale bei erhöhten Druckzahlen erfolgt, während sich bei den Fördergraden $q=0.25$, $q=1.0$ und $q=1.25$ ein umgekehrtes Verhalten zeigt. Reproduktionen der Messungen in Kombination mit Variationen der Messpositionen entlang des Spiralumfangs zeigen hier stets für die jeweiligen Lastpunkte das gleiche Verhalten. Obwohl im Spornbereich mit großer Wahrscheinlichkeit auch systematische Fehler infolge Sonden-Strömungs-Wechselwirkungen vorhanden sind, werden an dieser Stelle die Einflüsse der Rotor-Stator-Wechselwirkungen in Verbindung mit den Sekundärströmungen im Laufrad als Ursache für die lastpunktabhängige Form der transienten Förderkennlinien vermutet.

Neben Mittelwerten der transienten Förderkennlinien als Ergebnisse einfacher Mittelungen sind in Abbildung 8.8 und Abbildung 8.6 massenstromgewichtete Mittelwerte eingezeichnet, deren Werte der massenstromgewichteten (bzw. volumenstromgewichteten, s.o.) Berechnung der transienten Förderkennlinien gemäß Gleichung (8.5) entstammen:

$$\psi_{t,i''} = \frac{\sum_{p'=1}^{P''} \sum_{k=1}^K \psi_{t,i'',k,p''} \cdot c_{m,i'',k,p''}}{\sum_{p'=1}^{P''} \sum_{k=1}^K c_{m,i'',k,p''}}, \quad P'' = P/Z. \quad (8.5)$$

Wie bereits erwähnt, kann die Berechnung dabei infolge der Äquidistanz der Stützstellen in den unterschiedlichen Richtungen (Zähler Diffusorbreite: k , Zähler Teilungsumfangsposition: p'' , Zähler Zeitschritt: i'') durch Summation ohne zusätzliche Gewichtung mit zeitlichen und räumlichen Abständen erfolgen. Wie im Abschnitt 6.1.4 (S.3ff) zur massenstromgewichteten Berechnung der Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades erläutert wurde, sind der Durchführbarkeit der Berechnungen im Fördergradbereich $q=0$ infolge der zu Null werdenden Summe der Meridiankomponenten im Nenner der Formel zur Massenstromgewichtung Grenzen gesetzt. Dazu zeigt das linke Diagramm der Abbildung 8.9 die transienten Förderkennlinien als Ergebnis der massenstromgewichteten Berechnung, während im rechten Diagramm durch eine veränderte Skalierung der Ordinate die infolge der Nulldurchgänge der transienten Kennlinien der Fördergrade $q=0.25$ und $q=0.5$ entstehenden Singularitäten deutlich erkennbar sind. Für die verbleibenden Fördergrade zeigt sich, dass die Massenstromgewichtung gegenüber den Werten der einfachen Mittelung zu erhöhten Werten der Druckzahlen in Richtung des Teillastbereiches führt. Gleiches wurde bereits in Untersuchungen durch B. Stoffel und P. Krieger in [33] festgestellt und ist auf ein verbessertes Förderverhalten der positiv durchströmten Laufradbereiche zurückzuführen, die infolge der Querschnittsverengung durch die Teillastrezirkulationen mit erhöhtem Volumenstrom ähnlich den Strömungszuständen im Auslegungspunktes durchströmt

werden und zusätzlich durch die Rezirkulationen eingetragene Umfangskomponenten erneut liefern.

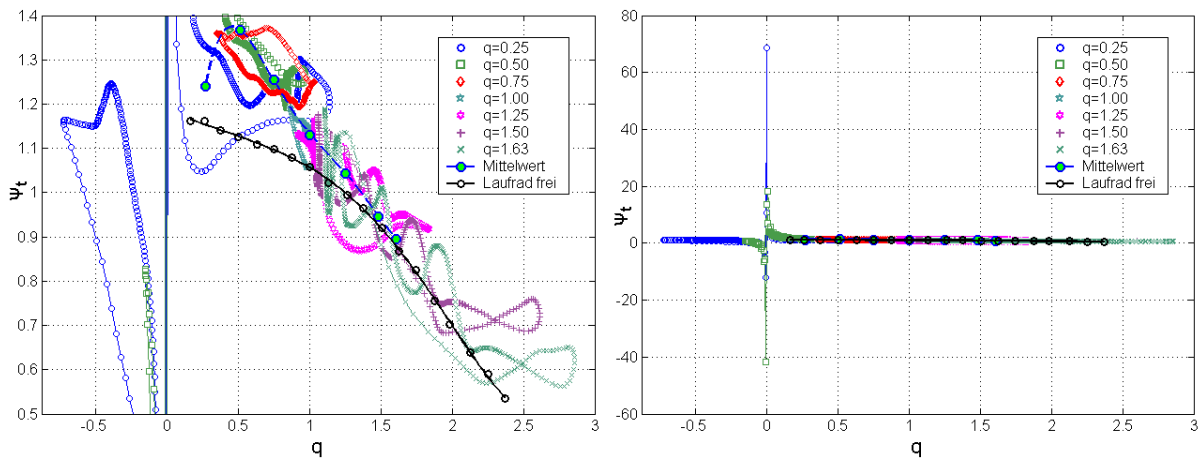


Abbildung 8.9: Grenzen der Massenstromgewichtung

In diesem Zusammenhang wurde in Verbindung mit den im Abschnitt 6.3.2.4 ('Zeit- und umfangsgemittelte Verteilungen', S.3ff) dargestellten Strömungsgrößenverteilungen bereits beschrieben, dass im Teillastbereich entlang der Diffusorbreite höhere Druckzahlen mit gleichzeitig größeren Meridiankomponenten kombinieren, sodass die Massenstromgewichtung zu den in diesen Betriebspunkten steigenden Werten führt. Ein übereinstimmendes Verhalten beim Vergleich mit den zeit- und umfangsgemittelten Verteilungen ist auch für die Überlastfördergrade feststellbar, bei denen die Massenstromgewichtung im Vergleich zur einfachen Mittelung infolge der zur Wand hin abnehmenden Meridiankomponenten zu kleineren Werten der Druckzahlen führt. Unabhängig von der Art der Mittelung ist festzustellen, dass die Werte der Druckzahlen in Richtung des Teillastbereichs die Werte der Druckzahlen des frei ausblasenden Laufrades zunehmend deutlich übersteigen.

Für eine Betrachtung der transienten Förderkennlinien außerhalb des Spornbereichs zeigt die Abbildung 8.10 die auf den Spiralumfangswinkelbereich von $\varepsilon=120^\circ$ bis 280° begrenzten Verläufe der Berechnung mit Filterung.

Einer groben Betrachtung der Darstellung ist zunächst zu entnehmen, dass die Förderkennlinie des einzelnen Laufradkanals im ausgewählten Spiralwinkelbereich trotz der transienten Strömung zumindest im Überlastbereich näherungsweise der als statische Referenz betrachteten Kennlinie des frei ausblasenden Laufrads folgt. Neben Auswirkungen von im Spornbereich ausgelösten Sekundärströmungseffekten ist die Unterscheidung der beiden Bereiche (Spornbereich und verbleibender Umfangsbereich der Spirale) gleichermaßen eine Unterscheidung in Bereiche von auf die Laufradkanalströmung unterschiedlich wirkenden Beschleunigungswerten und zeigt die Grenzen des Folgevermögens der Strömung und die damit verbundenen unterschiedlichen Auswirkungen auf das Förderverhalten auf.

Die in Richtung Überlast zunehmenden Differenzen zu der zusätzlich eingezeichneten statischen Kennlinie der Gesamtanordnung mit Spirale geben die durch Fehlanströmung, Mischungsverluste

und Reibung mit dem Volumenstrom näherungsweise in quadratischem Zusammenhang wachsenden Druckverluste der Strömung im Spiralgehäuse wieder. Wie die Betrachtungen oben gezeigt haben, liegen die massenstromgewichteten Mittelwerte im Teillastbereich bei höheren Werten der Druckzahlen. Die dabei in Richtung des Teillastgebietes wachsenden Differenzen zur statischen Kennlinie der Gesamtanordnung werden auf überwiegende Anteile von Mischungsverlusten im Spiralgehäuse infolge der ausgeprägten Rezirkulationen zurückgeführt.

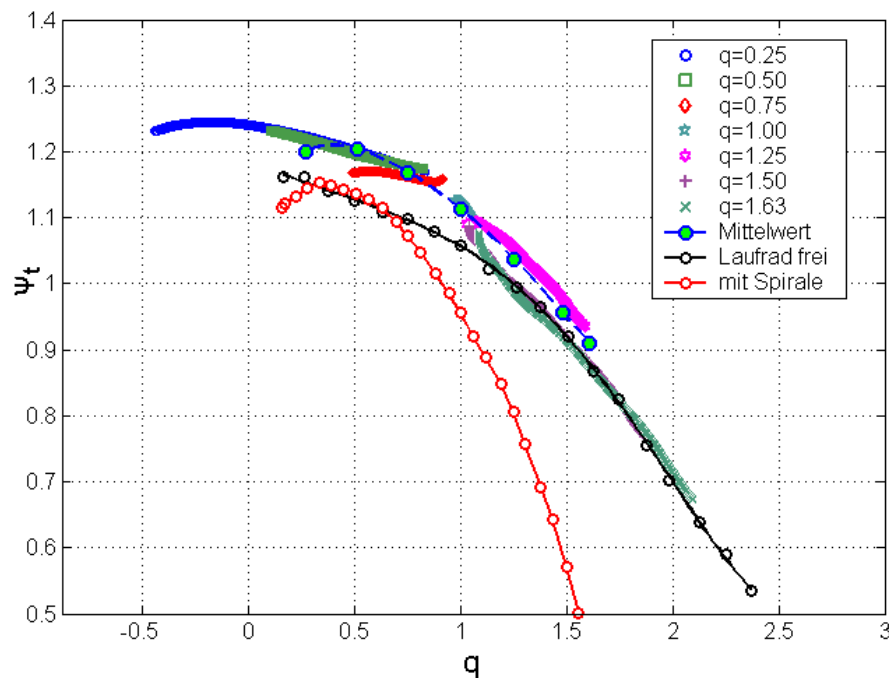


Abbildung 8.10: Transientes Laufradförderverhalten im Winkelbereich $\varepsilon=120^\circ$ bis 280°

Erstaunlich ist insbesondere im Teillastbereich, dass die Druckzahlen der Anordnung mit Spirale oberhalb denen des frei ausblasenden Laufrades liegen, denn durch das Pulsieren der Strömung im Laufradkanal bei der Anordnung mit Spiralgehäuse treten den Mittelwert übersteigende Relativgeschwindigkeiten auf, die unter Annahme einer ablösungsfreien Strömung infolge der nach klassischer Verlustbetrachtung quadratisch mit der Geschwindigkeit wachsenden Reibungsverluste eigentlich eine Reduktion des statischen Druckes und damit der Druckzahlen gegenüber der quasi-stationären Strömung des frei ausblasenden Laufrad hervorrufen müssten. Dass die Unterschiede zwischen den transienten Kennlinien und der Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades in umgekehrter Richtung auftreten, deutet auf maßgeblich durch die Rotor-Stator-Wechselwirkungen veränderte Strömungszustände im Inneren des Laufrades hin.

Zum Vergleich der Strömungszustände der Anordnungen mit und ohne Spiralgehäuse zeigen die Diagramme der Abbildung 8.11 die zeit- bzw. zeit- und umfangsgemittelten Verteilungen der Geschwindigkeiten, Strömungswinkel und Turbulenzintensitäten im Messquerschnitt des Laufradeintritts für die Anordnung mit frei ausblasendem Laufrad in der linken Diagrammspalte und für die Anordnung mit Spiralgehäuse in der rechten Diagrammspalte.

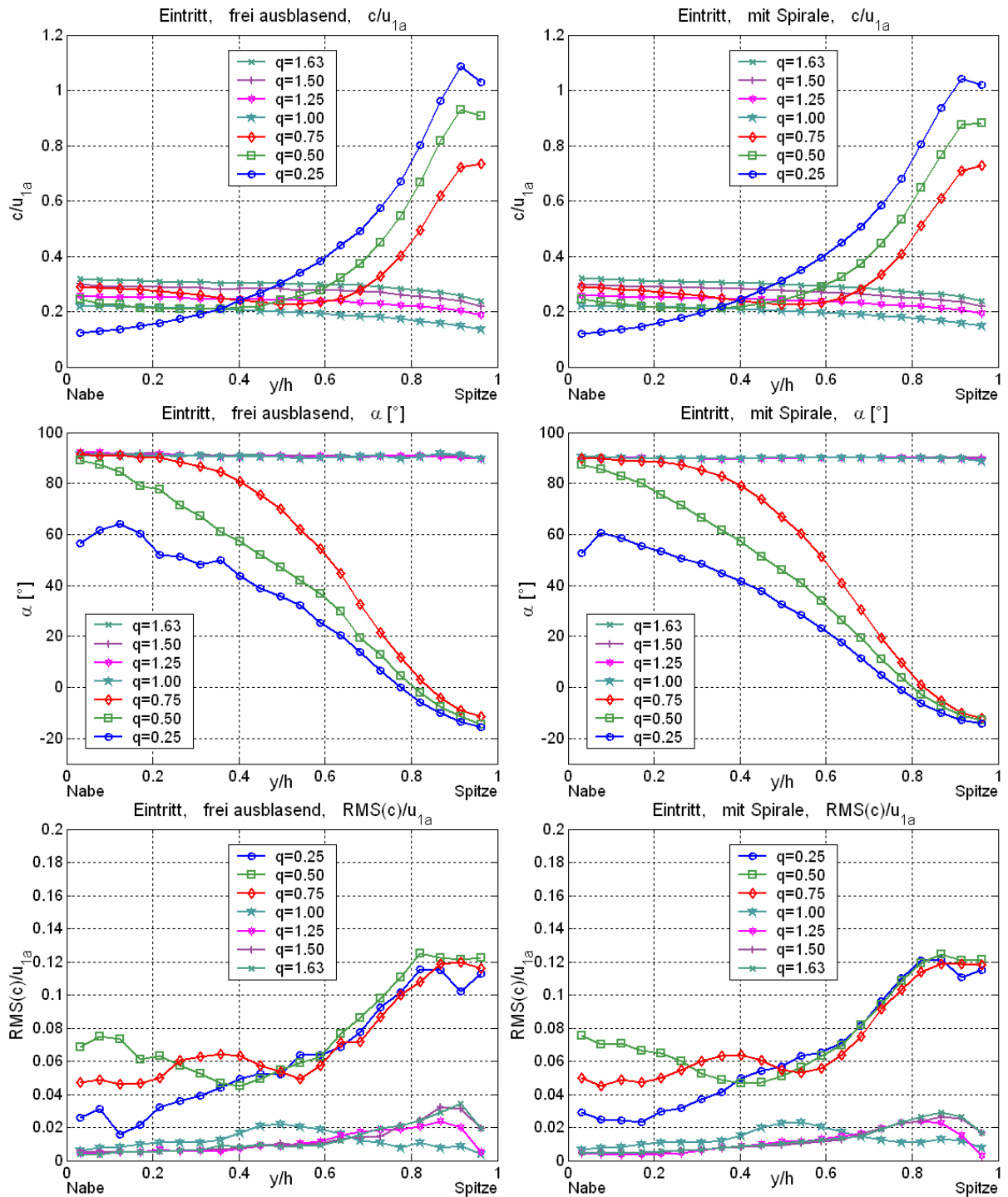


Abbildung 8.11: Vergleiche der Verteilungen am Laufradeintritt mit und ohne Spiralgehäuse

Die Strömungsgrößenverteilungen zeigen erstaunlicherweise nahezu identische Verläufe einschließlich der Turbulenzintensitäten, unabhängig davon, ob mit oder ohne Spirale gemessen wird. Daraus lässt sich schließen, dass die Rotor-Stator-Interaktionen überwiegend Auswirkungen auf die Strömungszustände im Laufradausschnitt haben. Zu den Strömungszuständen am Laufradaustritt zeigen die Diagramme der Abbildung 8.12 die zeit- bzw. zeit- und umfangsgemittelten Verteilungen der Meridiansgeschwindigkeiten, Umfangskomponenten und Turbulenz

intensitäten für die Anordnung mit frei ausblasendem Laufrad in der linken Diagrammspalte und für die Anordnung mit Spiralgehäuse in der rechten Diagrammspalte.

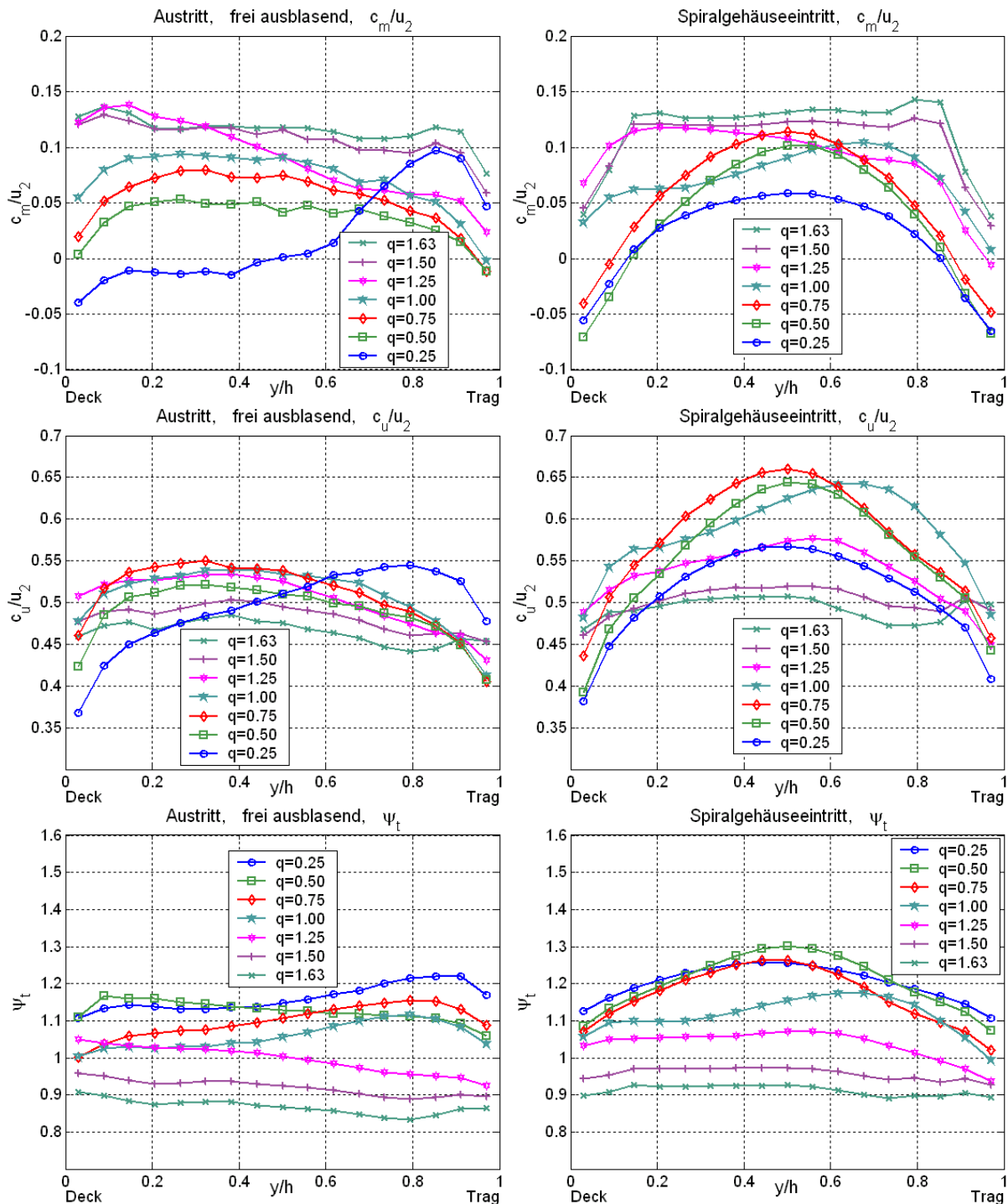


Abbildung 8.12: Vergleiche der Verteilungen am Laufradaustritt mit und ohne Spiralgehäuse

Im Gegensatz zu den Zuständen am Laufradeintritt sind in den Strömungsgrößenverteilungen am Laufradaustritt deutliche Einflüsse der Spirale erkennbar. Die Verteilungen der Meridianschwindigkeiten zeigen anhand der Position der negativen Werte bei starker Teillast ($q=0.25$) für

die Anordnung mit frei ausblasendem Laufrad gegenüber der Anordnung mit Spirale eine Verschiebung der Rezirkulationsgebiete in Richtung der Deckscheibenseite, und der Volumenstrom wird überwiegend im tragscheibenseitigen Bereich gefördert. Für die verbleibenden Betriebspunkte erfolgt die Förderung bei der frei ausblasenden Anordnung verstärkt im deckscheibenseitigen Bereich, wobei sich die Strömungszustände in Richtung des Überlastbereichs qualitativ zunehmend denen der Anordnung mit Spirale nähern. Wie die Verteilungen der Umfangsgeschwindigkeiten im mittleren linken Diagramm zeigen, korrelieren kleinere Meridiankomponenten mit kleineren Umfangskomponenten, was im Widerspruch zu den Zusammenhängen des Geschwindigkeitsdreieckes steht und auf Sekundärströmungen innerhalb des Laufrades hindeutet. Die reduzierten Austrittsgeschwindigkeiten resultieren in den gleichen Bereichen in kleineren Totaldruckzahlen (Diagramm unten links). Dass die Strömung des frei ausblasenden Laufrades insbesondere bei Teillast mit stärkeren Sekundärströmungen und Ablösungen überlagert ist als bei der Anordnung mit Spirale, zeigen auch die Vergleiche der Turbulenzintensitäten in der Abbildung 8.13.

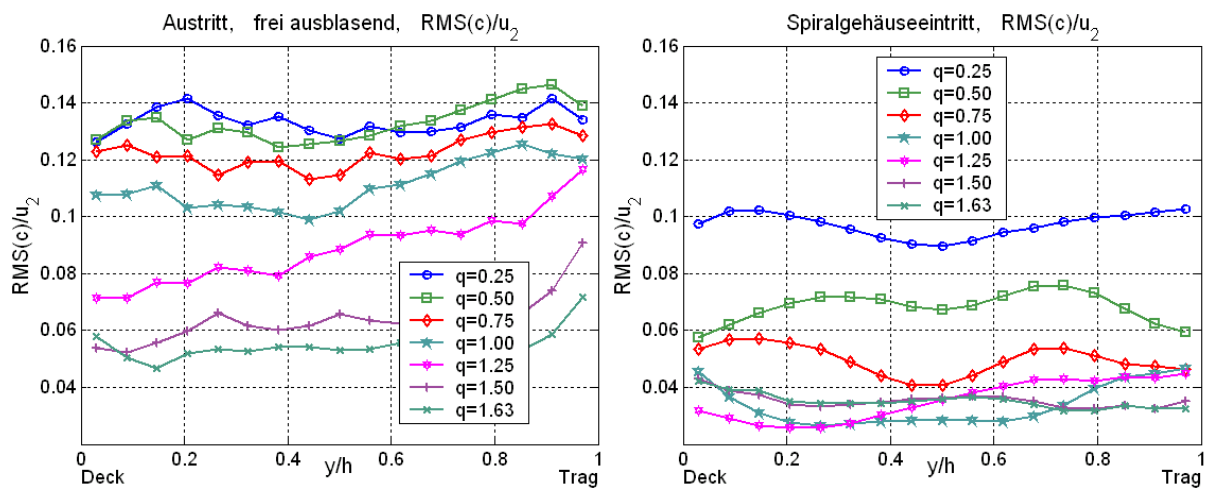


Abbildung 8.13: Turbulenzintensitäten am Laufradaustritt mit und ohne Spiralgehäuse

Die über der gesamten Austrittsbreite für alle Betriebspunkte der freien Laufradabströmung gegenüber der Anordnung mit Spiralgehäuse deutlich erhöhten Werte der Turbulenzintensitäten lassen auch auf entsprechend erhöhte Verluste des statischen Druckes schließen, wodurch sich die niedrigeren Totaldruckzahlen der Kennlinie der freien Laufradabströmung zum Teil erklären lassen. Durch eine bessere Füllung des Laufradkanals und den geringeren Druckanstieg reduzieren sich die Ablösungen und ungünstigen Sekundärströmungseffekte, sodass die Turbulenzintensitäten in Richtung des Überlastbereichs zwar abnehmen, aber dennoch über denen der Anordnung mit Spiralgehäuse liegen, wie dies in ähnlicher Weise von W. Aysheshim in [6] bei Untersuchungen an einer Radialpumpe mit und ohne beschauften Radialdiffusor festgestellt wurde.

Eine weitere Ursache für die geringeren Totaldruckzahlen der Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades im Teillastbereich wird in einem Impulsaustausch mit der umgebenden Strömung vermutet. Während bei der Spiralgehäuseanordnung in den Teillastrezirkulationsgebieten mit

Umfangsgeschwindigkeit behaftete Volumenströme der Spiralgehäuseströmung wieder in das Laufrad eingetragen werden, ist bei der freien Laufradabströmung zu erwarten, dass die Anteile der Umfangsgeschwindigkeiten in den wieder eingetragenen Volumenströmen durch den Impulsaustausch mit der ruhenden Umgebungsluft in höherem Maße reduziert sind. Diese Effekte sind nicht nur bei Anwesenheit von Rezirkulationsströmungen zu erwarten, sondern auch infolge anderer Sekundärströmungseffekte, die zu einem Strömungsaustausch in radialer Richtung führen und entlang der Umfangsrichtung der Laufradteilung auftreten können, obwohl sie in den zeit- und umfangsgemittelten Darstellungen der Abbildung 8.13 nicht erkennbar sein müssen.

Unabhängig davon, zu welchen Anteilen der gegenüber der Spiralanordnung reduzierte Impuls der Laufradabströmung bei der frei ausblasenden Anordnung im Laufrad selbst und durch Impulsaustausch mit der Umgebung hervorgerufen wird, spiegelt er sich gemäß den Zusammenhängen des Geschwindigkeitsdreieckes in den vergrößerten Strömungswinkeln α der Absolutgeschwindigkeiten wider. Dazu zeigt die Abbildung 8.14 eine Auftragung der Strömungswinkel der umlaufenden Teilung und deren Mittelwerte sowie die mittleren Strömungswinkel der freien Laufradabströmung.

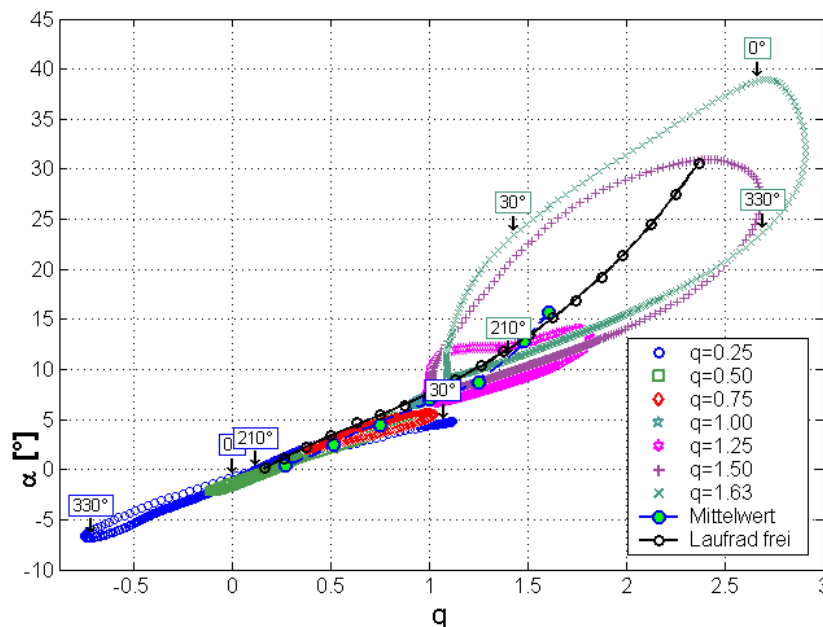


Abbildung 8.14: Vergleich der Strömungswinkel der Anordnungen mit und ohne Spirale

Die größeren Werte der Strömungswinkel der freien Laufradabströmung zeigen, dass neben den oben erwähnten statischen Druckverlusten ein nicht unerheblicher Anteil der Totaldruckverluste der freien Laufradabströmung im überwiegenden Betriebsbereich auch auf reduzierte dynamische Druckanteile zurückzuführen ist. Die Gesamtverluste der Strömung des frei ausblasenden Laufrades sind dabei im Teillastbereich so hoch, dass die zugehörige Kennlinie in Abbildung 8.10 sogar die Kennlinie der Gesamtanordnung, in der auch die Strömungsverluste der Spirale enthalten sind, unterschreitet.

Wie die Analyse der Strömungszustände des frei ausblasenden Laufrades im Vergleich zu den Strömungszuständen der Anordnung mit Spirale zeigt, kann die statische Kennlinie des frei

ausblasenden Laufrades wegen der stark veränderten Strömungszustände und reduzierten Druckzahlen im Teillastbereich nicht als Referenz einer stationären Laufradströmung dienen. In diesem Zusammenhang können die Einflüsse der infolge von Rotor-Stator-Wechselwirkungen verursachten transienten Effekte im Teillastbereich nicht anhand der Laufradkennlinie quantifiziert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass die Rotor-Stator-Wechselwirkungen eine verbessernde Auswirkung auf das Förderverhalten des Laufrades haben, auch wenn diese weniger auf instationäre Erscheinungen, als auf die durch die ungünstige Laufradströmung der frei ausblasenden Anordnung verursachten Totaldruckdefizite zurückzuführen sind. Es lässt sich jedoch vermuten, dass die durch die instationären Rotor-Stator-Wechselwirkungen hervorgerufenen Pulsationen des Volumenstroms und möglicherweise auch die gefundenen umlaufenden Druckpulsationen durch Grenzschichteffekte (Grenzschichtanregung) Ablösungserscheinungen reduzieren und sich dadurch ebenfalls verbessernd auf das Laufradförderverhalten auswirken.

Die im Überlastbereich anhand der Diagramme in Abbildung 8.12 festgestellte qualitative Ähnlichkeit der Strömungsgrößenverteilungen der Laufradabströmungen der Anordnungen mit und ohne Spiralgehäuse lässt auf ähnliche Strömungszustände im Laufrad schließen, und die Analyse des instationären Förderverhaltens zeigt in der Abbildung 8.10, dass die transiente Kennlinie trotz des weiten Bereiches durchfahrener Volumenströme und Totaldruckzahlen außerhalb des Spornbereichs sehr gut der stationären Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades folgt. Die Überhöhung der Mittelwerte der transienten Kennlinien gegenüber den Werten der stationären Laufradkennlinie wird durch die Strömung im Spornbereich hervorgerufen und bleibt auch bei einer massenstromgewichteten Berechnung erhalten (vgl. Abbildung 8.9, links).

Anhand dieser Beobachtung lässt sich zusammenfassend feststellen, dass sich die instationären Rotor-Stator-Interaktionen tendenziell verbessernd auf das Laufradförderverhalten auswirken und dass die zunächst in Verbindung mit den Volumenstrompulsationen erwarteten erhöhten Reibungsverluste durch die positiven Auswirkungen der instationären Effekte kompensiert werden.

Wegen der komplexen Sekundärströmungserscheinungen im Laufrad und in der Spirale kann das transiente Förderverhalten bei allen Betriebspunkten im Spornbereich und am gesamten Spiralumfang im Teillastbereich nicht mehr mit einfachen, insbesondere nicht mit eindimensionalen strömungstechnischen Betrachtungen beschrieben werden, und es muss von Einflüssen einer veränderten Strömung im Laufrad als Ursache für das verbesserte Förderverhalten bei der Anordnung mit Spirale ausgegangen werden, die vermutlich nicht mehr allein auf die instationären Effekte der Rotor-Stator-Wechselwirkungen zurückgeführt werden können.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden die instationären Rotor-Stator-Wechselwirkungen in einer Spiralgehäusepumpe durch Analyse mittels Hitzdraht- und Drucksondenmessungen im Ein- und Austrittsbereich des Pumpenlaufrades ermittelter dynamischer Strömungsgrößenverteilungen untersucht. Dabei wird das infolge Wechselwirkungen mit dem Spiralgehäuse der Pumpe hervorgerufene transiente Förderverhalten einer umlaufenden Laufradteilung mit der quasistationären Kennlinie des frei ausblasenden Laufrades verglichen und bezüglich der auftretenden Totaldruckverläufe analysiert.

Neben einer Beschreibung der verwendeten Sondenmessverfahren werden zusätzlich in einer kritischen Betrachtung deren Anwendungsgrenzen und Fehlerquellen analysiert. Zugunsten der Beschreibung spezieller Details der verwendeten Geräte und Auswertungsverfahren, deren Besonderheiten maßgeblichen Einfluss auf die Qualität der Messergebnisse haben und die teilweise von grundlegender Bedeutung zum Verständnis der Endergebnisse sind, werden dabei die theoretischen Hintergründe der verwendeten Messverfahren nur in ihren relevanten Kernpunkten behandelt.

Die Dokumentation der Messergebnisse enthält außer Kennlinien und Wanddruckverteilungen Beschreibungen der zum Verständnis der inneren Strömungsvorgänge wichtigen instationären Geschwindigkeits-, Totaldruck und Turbulenzintensitätsverteilungen, sodass ein umfassender Eindruck der Strömungszustände in den Messquerschnitten der Pumpe und des frei ausblasenden Laufrades entsteht. Um dabei von den örtlich gemessenen Strömungsgrößenverteilungen zu den an dieser Stelle gezeigten vollständigen Verteilungen instationärer Messgrößen entlang der gesamten Messquerschnitte zu gelangen, wird ein spezielles Verfahren zur Interpolation instationärer Strömungsgrößenverteilungen angewendet.

Die Auswertung der dynamischen Strömungsgrößenverteilungen unter Anwendung des genannten Interpolationsverfahrens zeigt, dass durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen in der untersuchten Spiralgehäusepumpe hervorgerufene Druckpulsationen einen größeren Einfluss auf die Geschwindigkeitsverteilungen und das instationäre Förderverhalten der umlaufenden Laufradteilung haben, als dies bislang in theoretischen Überlegungen Berücksichtigung fand. In diesem Zusammenhang wird ein Verfahren vorgestellt, das in Form einer Filterung die Elimination dieser Einflüsse und damit eine Untersuchung der durch die verbleibenden Rotor-Stator-Wechselwirkungen hervorgerufenen Einflüsse auf das Betriebsverhalten der Pumpe ermöglicht.

Anhand der mittels dieser Untersuchungen gefundenen Ergebnisse wird deutlich, dass die Anwesenheit der Spirale das Förderverhalten des Laufrades bezüglich der geleisteten Druckerhöhung verbessert, obwohl dies nach klassischen strömungstechnischen Verlustbetrachtungen zunächst nicht zu erwarten ist. In diesem Zusammenhang werden neben Einflüssen der Spirale auf die Sekundärströmungsstrukturen im Laufrad begünstigende Einflüsse des durch Rotor-Stator-Wechselwirkungen hervorgerufenen instationären Charakters der Strömung auf das Grenzschichtverhalten im Laufrad und eine damit verbundene geringere Neigung zu Ablösungen vermutet.

Die Beschreibungen des transienten Förderverhaltens des Laufradkanals der Anordnung mit Spiralgehäuse im Vergleich mit dem quasistationären Förderverhalten des Laufradkanals bei freier Laufradabströmung zeigen, dass die Auswirkungen der Rotor-Stator-Wechselwirkungen nicht mehr mit einfachen, insbesondere nicht mit eindimensionalen strömungstechnischen Betrachtungen erklärt oder vorhergesagt werden können. Sie unterstreichen damit die Erfordernis komplexerer Berechnungsverfahren (Computational Fluid Dynamics) zur Vorhersage des Betriebsverhaltens von Kreiselpumpen und Turbomaschinen im allgemeinen.

Als zusätzliche Untersuchung des instationären Förderverhaltens des einzelnen Laufradkanals wären Auswertungen unter Einbeziehung der dynamischen Strömungsverteilungen am Eintritt interessant, wobei zur genauen Quantifizierung der Austauschströmungen zwischen den einzelnen Laufradkanälen Messungen dicht vor den Schaufeleintrittskanten erforderlich wären. Es bleibt in diesem Zusammenhang anzumerken, dass die dazu erforderlichen Messungen wegen der bewegten Nabe und der Tragscheibe am Laufradinnenschnitt mit der verwendeten Zylindersonde ohne zusätzlichen konstruktiven Aufwand (durch Modifikation des Laufrades) nicht möglich sind und zu diesem Zweck andere Sondentypen zum Einsatz kommen sollten.

Hinsichtlich der entdeckten Druckpulsationen waren zwar bislang Untersuchungen im Spornbereich und am Druckstutzenaustritt (der dem Spornbereich örtlich nahe ist) zur Analyse der Geräuschemission bedeutsam, die Quantifizierung der Beeinflussung der Strömungsgrößen durch die Druckpulsationen im übrigen Bereich des Spiralumfangs ist jedoch nur durch die mit großem Aufwand entlang des Spiralumfangs feinerabständig mit verschiedenen Sondentypen durchgeführten Messungen in Verbindung mit den Interpolationen der dynamischen Messdaten möglich. Der Einfluss der Druckpulsationen auf die Strömungsgrößenverteilungen eines einzelnen umlaufenden Laufradkanals sowie dessen instationäres Förderverhalten wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstmals experimentell in genannter Weise untersucht und geben möglicherweise Anregung, ähnliche Untersuchungen unter Verwendung kompressibler Modelle auch numerisch durchzuführen. Bei dem betroffenen Anwendungsgebiet handelt es sich weniger um Spiralgehäusepumpen im Luftbetrieb, als um Lüfter und Gebläse mit verhältnismäßig kleinen Rotor-Stator-Abständen, die unter normalen Umständen aufgrund der abgeschätzten Machzahlen im Bereich inkompressibel betrachteter Strömungen eingeordnet werden. Im Zusammenhang mit den fortschreitend präziser werdenden numerischen Berechnungsverfahren zur Vorhersage des Betriebsverhaltens könnte die Berücksichtigung dieser Einflüsse zum Erreichen entsprechend hoher Genauigkeiten von Bedeutung werden.

In vielen Fällen wird bei kleinen Machzahlen in Berechnungen von einer inkompressiblen Strömung ausgegangen (obwohl dies strenggenommen nur für den Grenzfall $Ma \rightarrow 0$ gilt), weil die in Verbindung mit den vorhandenen Geschwindigkeitsänderungen auftretenden Druckdifferenzen dabei nur vernachlässigbare Auswirkungen auf das Dichtefeld und in diesem Zusammenhang auch nur vernachlässigbare überlagerte Auswirkungen auf die kinematische Verteilung der Strömungsgrößen haben. Daraus folgernd wird beispielsweise ein ähnliches Geschwindigkeitsfeld von Modellversuchen mit Strömungsmedium Luft und Originalversuchen in Wasser angenommen. Bei Modellversuchen in kompressiblen Medien dient die Abschätzung $Ma < 0.3$ (beispielsweise anhand Laufradumfangsgeschwindigkeit) als Grundlage zur Annahme einer als inkompressibel zu

betrachtenden Strömung und wäre in den durchgeführten Untersuchungen (mit $Ma_u \approx 0.18$, $Ma_c \approx 0.1$) hinreichend erfüllt. Bei den durchgeführten Untersuchungen der während der Rotor-Stator-Interaktionen hervorgerufenen Druckpulsationen wurden dennoch Einflüsse auf die Geschwindigkeitsverteilungen festgestellt, sei es durch Dichteänderungen oder durch infolge der momentanen Druckgradienten hervorgerufene zusätzliche Sekundärströmungen, die im Wasserversuch allein schon aufgrund der dort anderen Schallgeschwindigkeit andere Auswirkungen zeigen würden.

Die durchgeführten Untersuchungen machen deutlich, dass die bisher allgemein übliche Voraussetzung inkompressibler Strömungen aufgrund der Annahme global gültiger Machzahlwerte und ebenso die ersatzweise Verwendung anderer Strömungsmedien zur Durchführung von Modellversuchen unter Umständen nicht zu unterschätzende Fehler zur Folge haben können.

Anhang Liste verwendeter Messumformer

Messgröße	Aufnehmer	Hersteller	Messunsicherheit
Umgebungsdruck	Max4100A	Maxim	± 1.5 kPa
Differenzdruck Düse	Differenzdruckaufnehmer PU25 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	$\pm 0,2$ % v. Endwert ± 0.05 mbar
Statischer Wanddruck Saugleitung	Differenzdruckaufnehmer PU50 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	± 0.2 % v. Endwert ± 0.1 mbar
Statischer Wanddruck Spiralaußenumfang	Differenzdruckaufnehmer PU25 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	± 0.2 % v. Endwert ± 0.05 mbar
Statischer Wanddruck Radseitenraum	Differenzdruckaufnehmer PU25 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	± 0.2 % v. Endwert ± 0.05 mbar
Statischer Wanddruck Laufradeintritt	Differenzdruckaufnehmer PU25 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	± 0.2 % v. Endwert ± 0.05 mbar
Statischer Wanddruck Laufradaustritt	Differenzdruckaufnehmer PU25 Messbereich: 0-25 mbar	Halstrup Multur GmbH	± 0.2 % v. Endwert ± 0.05 mbar
Lufttemperatur Umgebung	PT100 Messbereich: 0-100 °C	Jumo	± 0.5 % v. Endwert $\pm 0.5^\circ\text{C}$
Sondendruck am Laufradaustritt	ENTRAN EPE-541-.13B Messbereich: 0-130 mbar	ENTRAN	± 0.67 % v. 60 mbar ± 0.40 mbar
Relative Feuchte	MiniCap2	panametrics	± 2 % r.F.

Literatur

- [1] **Akin, O., Rockwell, D.:** Flow structure in a radial flow pumping system using high image-density PIV, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Sept. 1994, Vol. 116
- [2] **Adamczyk, J. J.:** Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in Support of Aerodynamic Design, ASME Journal of Turbomachinery, April 2000, Vol. 122
- [3] **Arndt, N., Acosta A., J., Brennen, C. E., Caughey, T., K.:** Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump, ASME Journal of Turbomachinery, July 1989, Vol. 111
- [4] **Arndt, N., Acosta A., J., Brennen, C. E., Caughey, T., K.:** Experimental Investigations of Rotor-Stator Interaction in a Centrifugal Pump with Several Vaned Diffusers, ASME Journal of Turbomachinery, January 1990, Vol. 112
- [5] **Aysheshim, W., Stoffel, B.:** Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben Entwicklung eines NS3D – Codes für die Berechnung von Pumpenstufen, Band II (Experimenteller Teil), VDMA, Fachgemeinschaft Pumpen; Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, Fachbereich Maschinenbau TU Darmstadt, 1999
- [6] **Aysheshim, W.,:** Experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Laufrad und Leitrad und der Turbulenz in einer radialen Kreislumpumpenstufe, Dissertation Technische Universität Darmstadt, 2001
- [7] **Bruun, H.H.:** Hot-Wire Anemometry Principles and signal analysis; Oxford University Press Inc., New York, 1995
- [8] **Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardin, L. W., Wagner, J. H.:** Turbine Rotor-Stator Interaction; ASME Journal of Engineering for Power October 1982, Vol. 104
- [9] **Dues, M.:** Experimentelle Untersuchung der Interferenz zwischen Leitrad und Laufrad einer axialen Kreislumpumpenstufe, Dissertation, TU-Berlin, 1994
- [10] **Epstein, A. H.:** Measurement Techniques in Turbomachines, Von Karman Institute for Fluid Dynamics – Lecture Series 1985-03, 1985
- [11] **Gizzi, W. P.:** Dynamische Korrekturen für schnelle Strömungs sonden in hochfrequent fluktuierenden Strömungen, Dissertaion, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2000
- [12] **Gossweiler, C.:** Flow in Radial Turbomachines – Unsteady Measurements with Fast Response Probes, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1996 – 01, 1996
- [13] **Gossweiler, C.:** Sonden und Meßsysteme für schnelle aerodynamische Strömungsmessung mit piezoresistiven Druckgebern, Dissertation Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1995
- [14] **Gostelow, J. P.:** Trailing Edge Flows Over Turbomachine Blades and the Kutta-Zukowski Condition; ASME Paper No. 75-GT-94, March 1975

- [15] **Gugau, M.:** Ein Beitrag zur Validierung der numerischen Berechnung von Kreiselpumpen; Dissertation Technische Universität Darmstadt, 2004
- [16] **Hambrecht, J.:** Experimentelle Analyse von Sekundärströmungsstrukturen und deren Auswirkung auf die Energieumsetzung in Kreiselpumpenlaufrädern; Dissertation Technische Universität Darmstadt, 1998
- [17] **Hergt, P., Meschkat, S., Stoffel, B.:** "The flow and head distribution within the volute of a centrifugal pump in comparison with the characteristics of the impeller without casing", Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'03), Budapest, 2003
- [18] **Humm, H. J., Gizzi, W., P., Gyarmathy, G.:** Dynamic Response of Aerodynamic Probes in Fluctuating 3D Flows, Proceedings of the 12th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Prague, 1994
- [19] **Humm, H. J., Staubli, T.:** Forced oscillation of probes for intrusive flow measurement Balkema, Rotterdam, 1995
- [20] **Humm, J; Verdegaal, J.I.:** Aerodynamic Design Criteria for Fast-Response Probes; Proceedings of the 11th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, München, 1992
- [21] **Kemp, N. H., Sears, W. R.:** Aerodynamic Interference Between Moving Blade Rows, Journal of Aeroscience, Vol. 20, No. 9, Sept. 1953, pp. 585-597
- [22] **Kemp, N. H., Sears, W. R.:** The unsteady forces due to viscous wakes in turbomachines Journal of Aeroscience, Vol. 22, No. 7, July. 1955, pp. 478-483
- [23] **Kupferschmied, P., Gossweiler, C., Gyarmathy, G.:** Aerodynamic Fast-Response Probe Measurement Systems: State of Development, Limitations and Future Trends, Proceedings of the 12th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Prague, 1994
- [24] **Kupferschmied, P., Köppel, P., Roduner, C., Gyarmathy, G.:** On the Development and Application of Fast-Response Aerodynamic Probe System in Turbomachines – Part 1: The Measuring System, ASME Journal of Turbomachinery, July 2000, Vol. 122
- [25] **Meschkat S., Stoffel B.:** The local specific head at different circumferential positions in a volute casing centrifugal pump in comparison to the characteristic curve of the single rotor, Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium, Lausanne, 2002
- [26] **Pfleiderer C.:** Strömungsmaschinen 2. Aufl. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1957
- [27] **Quin W. , Tsukamoto, H.:** Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller – Part 1: Fundamental Analysis on Rotor-Stator Interaction; Journal of Fluids Engineering, Sept. 1997, Vol. 119

- [28] **Roduner, C., Kupferschmied, P., Köppel, P., Gyarmathy, G.:** On the Development and Application of Fast-Response Aerodynamic Probe System in Turbomachines – Part 2: Flow Surge and Stall in a Centrifugal Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, July 2000, Vol. 122
- [29] **Schlichting H., Gersten K.,** “Boundary Layer Theory”, Springer-Verlag, Berlin, New York, 1999
- [30] **Satyanarayana, B., Davis, S.:** Experimental Studies of Unsteady Trailing-Edge Conditions, AIAA Journal, Vol. 16, No. 2, Feb. 1978
- [31] **Sinha, M., Katz, J.:** Flow Structure and Turbulence in a Centrifugal Pump with a vaned Diffuser, Proceedings of 1998 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Washington DC FEDSM98-5129
- [32] **Spurk, J.H.:** Strömungslehre 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York London, 1989
- [33] **Stoffel, B., Krieger, P.:** Experimental investigation on the energy balance of radial centrifugal pump impellers at part load conditions; Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems, IAHR Symposium, 1981
- [34] **Treutz, G.:** Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Kreiselpumpe; Dissertation Technische Universität Darmstadt, 2002